

Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Akční člen pro řízení palivového čerpadla

Actuator for Fuel Pump Control

Student:

Ing. Lukáš Sčensný

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.

Ostrava 2014

Zadání bakalářské práce

Student: **Ing. Lukáš Ščensný**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 21 Konstrukce výrobních strojů a zařízení
Téma: **Akční člen pro řízení palivového čerpadla**
Actuator for Fuel Pump Control

Zásady pro vypracování:

Proveďte kompletní konstrukční návrh řídicího členu palivového čerpadla používaného u spalovacího motoru typu ČKD K 12 V 230 DR (motor lokomotivy). Cílem práce je optimalizace stavěcího mechanismu, která povede ke zvýšení spolehlivosti. Pro ovládání palivového čerpadla využijte elektromotor. Zástavbový prostor je limitován stávající konstrukcí.

Seznam doporučené odborné literatury:

- KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací*. 1. vydání VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1290-8
KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonu strojů*. 1. vydání VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1860-3
DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů. Návrh. Výpočet. Konstrukce*. Montanex a.s. Ostrava, 2000, ISBN 80-7225-018-3
MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočet a konstrukce strojních dílů*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2005, ISBN 80-248-0878-1
NĚMČEK, M.: *Řešené příklady ČaMS Spoje*. 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8
LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. 1. vydání. Úvaly: Albra-pedagogické nakladatelství, 2003, ISBN 80-86490-74-2

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.**

Datum zadání: 17.02.2014

Datum odevzdání: 19.05.2014



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 19.5.2014

Radim Ščerný

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména §35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 - školní dílo.
- беру на ве́доміі, же Высoкá škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo - bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, же odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 19.5.2014



podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Ing. Lukáš Ščensný

Adresa trvalého pobytu autora práce:

17. listopadu 1229, Kopřivnice

Poděkování

Děkuji vedoucímu bakalářské práce Ing. Tomáši Kubínovi, Ph.D. za cenné odborné připomínky, inspirativní rady a vstřícné jednání.

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

SČENSNÝ, L. *Akční člen pro řízení palivového čerpadla : bakalářská práce*. Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2014. 73 s. Vedoucí práce: Kubín, T.

Cílem bakalářské práce je funkční návrh zařízení pro řízení palivového čerpadla diesellového motoru. Práce se tedy zabývá návrhem a konstrukčním řešením tohoto mechanismu. V úvodní rešerši popisují vozy s aplikací zařízení v provozu a věnují se popisu palivových soustav vznětových motorů. V konstrukční části volím z možných variant jednotlivých konstrukčních celků tu optimální. Následuje popis zvolené optimální varianty s výpočty. V závěru popisují zhodnocení a rozbor vlastního návrhu.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

SČENSNÝ, L. *Actuator for Fuel Pump Control : Bachelor Thesis*. Ostrava : VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Engineering, Department of Production Machines and Design, 2014, 73 p. Thesis head: Kubín, T.

The aim of the thesis is the functional design of the device to control the fuel pump diesel engine. The thesis is concerned with design and structural solution of the mechanism. In the initial search I describe trains in operation with this applications and pay attention the description of the fuel system of diesel engines. In design part of the thesis I selected the possible structural units that optimal. Next is the description of optimal variant with calculations. In conclusion, I describe the evaluation and analysis of my own design.

OBSAH

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ	8
ÚVOD	12
1. REŠERŠE	13
1.1 Motorový vůz ř. 810	13
1.2 Lokomotiva řady 753	16
1.3 Palivové soustavy vznětových motorů	19
2. POPIS STÁVAJÍCÍHO ŘEŠENÍ A NÁVRH MOŽNÝCH VARIANT	25
2.1 Vjasnění a rozpracování požadavků	27
2.2 Stanovení orgánové struktury	28
2.3 Popis konstrukčního řešení varianty č. 1	29
2.4 Popis konstrukčního řešení varianty č. 2	30
2.5 Hodnocení a výběr varianty	32
3. KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ AKČNÍHO ČLENU	33
4. KONTROLNÍ VÝPOČTY	45
4.1 Výpočet ozubeného soukolí	45
4.2 Návrh a výpočet pružin	54
4.3 Pevnostní kontrola čepů	59
4.4 Návrh hřídele, pevnostní kontrola	61
2.4 Návrh a výpočet spojení pomocí hřídelového těsného pera	63
ZÁVĚR	65
LITERATURA	66
SEZNAM PŘÍLOH	67
A – Tabulky k návrhu soukolí	67
B – Výkresová dokumentace	73

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

Značka	Název	Jednotka
a	Osová vzdálenost (roztečná)	[mm]
a_v	Osová vzdálenost (výrobní)	[mm]
a_w	Osová vzdálenost (pracovní)	[mm]
c	Tuhost pružiny	[N/mm]
c'	Tuhost páru zubů	[N/mm]
c_y	Záběrová tuhost ozubení	[N/mm]
d	Průměr roztečné kružnice	[mm]
d_ε	Průměr čepu	[mm]
d_a	Průměr hlavové kružnice	[mm]
d_b	Průměr základní kružnice	[mm]
D_e	Vnější průměr pružiny	[mm]
d_f	Průměr patní kružnice	[mm]
D_i	vnitřní průměr pružiny	[mm]
d_w	Průměr valivé kružnice	[mm]
E	Modul pružnosti (tah, tlak)	[GPa]
e	Velikost drážky pro pružinu	[mm]
f	Vzdálenost mezi uložením čepu	[mm]
$F/2$	Zatěžující síla od jedné pružiny	[N]
F_0	Předeřinovací síla	[N]
F_1	Minimální pracovní zatížení	[N]
F_8	Maximální pracovní zatížení	[N]
F_9	Mezní zatížení pružiny	[N]
F_a	Axiální síla	[N]
F_n	Normální síla	[N]
F_r	Radiální síla	[N]
F_t	Obvodová síla	[N]
H	Požadovaný pracovní zdvih pružiny	[mm]
h_a	Výška hlavy zubu	[mm]
h_f	Výška paty zubu	[mm]
i	Převodový poměr	[-]
J_{HV}	Tvrdost zubu v jádře	[HV]
j_n	Boční vůle v ozubení	[mm]

K_A	Součinitel vnějších dynamických sil	[-]
K_F	Celkový součinitel přídavného zatížení	[-]
$K_{F\alpha}$	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po obvodu	[-]
$K_{F\beta}$	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení podél zubu	[-]
K_H	Celkový součinitel přídavného zatížení	[-]
$K_{H\alpha}$	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po obvodu	[-]
$K_{H\beta}$	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení podél zubu	[-]
K_s	Koeficient statické bezpečnosti	[-]
K_V	Součinitel vnitřních dynamických sil	[-]
L_0	Volná délka pružiny	[mm]
L_1	Délka před pružené pružiny	[mm]
L_8	Délka plně zatížené pružiny	[mm]
L_9	Délka pružiny v mezním stavu	[mm]
m_n	Normální modul	[mm]
M_0	Ohybový moment	[N.m]
M_{omax}	Maximální ohybový moment	[N.m]
M_{red}	Redukovaný moment	[N.m]
m_t	Tečný modul	[mm]
n	Počet závitů pružiny	[-]
n_{E1}	Kritické otáčky	[/min]
P	Pravděpodobnost poruchy	[%]
p_1	Tlak působící v místě uložení čepu	[MPa]
p_D	dovolený tlak	[MPa]
p_t	Čelní rozteč	[mm]
p_{tb}	Základní rozteč	[mm]
R_m	Mez pevnosti v tahu	[MPa]
$R_{p0.2}$	Mez kluzu v tahu	[MPa]
R_{th}	Teplotní odpor	K/W
s_9	Mezní deformace pružiny	[mm]
s_a	Tloušťka zubu na hlavové kružnici	[mm]
s_a^*	Jednotková tloušťka zubu na hlavové kružnici	[mm]
s_b	Tloušťka zubu patní kružnici	[mm]
S_F	Koeficient bezpečnosti na únavu v ohybu	[-]
S_F	Na únavu v ohybu	[-]

S_{Fst}	Koeficient bezpečnosti v ohybu při jednorázovém zatížení	[-]
S_H	Koeficient bezpečnosti na únavu v dotyku	[-]
S_{Hst}	V dotyku při jednorázovém přetížení	[-]
s_n	Tloušťka zubu na roztečné kružnici	[mm]
s_t	Tloušťka zubu na roztečné kružnici	[mm]
T_1	Moment na vstupu převodovky z krokového motoru	[Nm]
t_1	Hloubka drážky pro pero	[mm]
T_2	Moment na výstupu převodovky akčního členu	[Nm]
v_H/v_F	Variační součinitel pro výpočet pravděpodobnosti poruchy	[-]
V_{HV}	Tvrdost zubu na boku	[HV]
W_o	modul průřezu v ohybu	[mm ³]
w_t	Šířkové zatížení	[N/mm]
x	Jednotkové posunutí pastorku a kola	[-]
Y_ϵ	Součinitel vlivu záběru profilu	[-]
Y_Δ	Součinitel vrubové citlivosti	[-]
Y_A	Koeficient střídavého zatížení	[-]
Y_{Fa}	Součinitel tvaru zubu (ohyb)	[-]
Y_{FS}	Součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí	[-]
Y_N	Součinitel životnosti	[-]
Y_R	Součinitel jakosti povrchu přechodové plochy	[-]
Y_{Sa}	Součinitel koncentrace napětí	[-]
Y_T	Součinitel technologie výroby	[-]
Y_X	Součinitel vlivu velikosti	[-]
Y_β	Součinitel sklonu zubu	[-]
Z_ϵ	Součinitel dotyku	[-]
Z_1	Počet zubů pastorku	[-]
Z_2	Počet zubů kola	[-]
Z_B/Z_D	Součinitel jednopárového záběru	[-]
Z_E	Součinitel mechanických vlastností	[-]
Z_H	Součinitel tvaru	[-]
Z_L	Součinitel maziva	[-]
Z_N	Součinitel životnosti	[-]
Z_R	Součinitel drsnosti povrchu	[-]
Z_V	Součinitel obvodové rychlosti	[-]

Z_W	Součinitel tvrdosti	[-]
Z_β	Součinitel sklonu zubu	[-]
α	Úhel záběru	[°]
τ_0	Vnitřní předpětí pružiny	[MPa]
τ_D	dovolené smykové napětí	[MPa]
σ_D	Mezní dovolené napětí v ohybu	[MPa]
τ_D	Mezní dovolené napětí v krutu	[MPa]
σ_F	Výpočtové napětí v ohybu v patě zubu	[MPa]
σ_{F0}	Jmenovité napětí v ohybu v patě zubu	[MPa]
σ_{FG}	Mez únavy v ohybu	[MPa]
σ_{Flim}	Mez únavy v ohybu	[MPa]
σ_{FP}	Dovolené napětí v ohybu	[MPa]
σ_H	Výpočtové napětí v dotyku	[MPa]
σ_{H0}	Jmenovité napětí v dotyku	[MPa]
σ_{HG}	Mez únavy v dotyku	[MPa]
σ_{Hlim}	Mez únavy v dotyku	[MPa]
σ_{HP}	Dovolené napětí v dotyku	[MPa]
ψ_m	Poměrná šířku ozubení	[mm]
τ_S	Smykové napětí	[MPa]
α_t	Čelní úhel záběru	[°]
Δy	Jednotkové přisunutí kol	[-]
ε_α	Součinitel záběru v čelní rovině	[-]
ε_α	Součinitel záběru v čelní rovině	[-]
ε_γ	Součinitel záběru v čelní rovině celkový	[-]
ε_γ	Součinitel celkového záběru	[-]
μ	Účinnost převodového soukolí	[%]

ÚVOD

Ve své bakalářské práci řeším návrh akčního členu pro řízení palivové páky vstřikovacího čerpadla vznětového motoru u železničního vozu řady 810 a lokomotivy 753. Toto řešení vychází z požadavků nahradit stávající systém mechanických pák na pultech strojvedoucího, spojených přes lanovody s vstřikovacím čerpadlem, které zároveň pohání palivové čerpadlo. Stávající mechanická páka na pultu je nahrazena kontrolérem. Kontrolér pomocí rotačního snímače polohy předává signál řídicímu bloku, který následně ovládá samotný akční člen.

V úvodní rešerši seznamuji čtenáře s motorovým vozem ř. 810 a lokomotivou 753. Na obou vozech došlo k částečné rekonstrukci, která přináší elektronické řízení stávajících pohonných jednotek pomocí akčního členu. Dále v rešerši podávám ucelený přehled o vývoji, konstrukci a činnosti palivových soustav vznětových motorů, jejich součásti je akční člen. Po rešerši následuje stručný popis současného stavu ovládání palivové páky a návrh možných řešení. Po výběru nejvhodnější varianty je proveden její popis a konstrukční řešení, včetně kontrolních výpočtu jednotlivých celků.

1. REŠERŠE

1.1 Motorový vůz ř. 810

Historie

Na konci 60. let 20. století osobní přeprava v Československu neustále rostla a ČSD postrádaly větší počet malých motorových vozů, které by nahradily zastaralé motorové vozy řady 801 a pomohly tak zvládnout rostoucí osobní přepravu. Výzkumný ústav kolejových vozidel (VÚKV) a Vagónka Tatra Studénka začali vývoj na novém motorovém voze určeného na provoz po vedlejších tratích. První dva prototypy označené řadou M 151.0 byly vyrobeny v roce 1973. Po dokončení prototypových zkoušek začala ve Vagónce Studénka v roce 1975 sériová výroba. Z důvodu nárůstu hmotnosti oproti prototypům byly ale značeny jako řada M 152.0 (810). Výroba skončila v roce 1984 celkovým počtem vyrobených kusů 680. K motorovým vozům byly vyrobeny i přípojné vozy řady Blm (010). Od poloviny 90. let 20. století dochází k různým rekonstrukcím vozů na jiné nové řady. Vznikly tak řady 811, 812, 813, 814.



Obr. 1.1 – Motorový vůz řady 810 [1].

Provoz

Motorové vozy řady 810 jsou určeny pro lehkou osobní dopravu na vedlejších tratích, ale díky nedostatku motorových vozů často jezdí i na hlavních tratích. Většina vyrobených vozů jezdí na území České republiky a tvoří u nás nejrozšířenější kolejová motorová vozidla. Na Slovensku se vyskytuje něco kolem 100 vozů (vzhledem k řidší síti lokálních tratí).

Popis

Motorový vůz je půdorysně členěn na první stanoviště strojvedoucího, první nástupní prostor s toaletou, centrální oddíl pro cestující, druhý nástupní prostor a druhé stanoviště strojní obsluhy. Motorový vůz nabízí celkem 55 míst k sezení a 40 míst k stání. K stanovišti

strojvedoucího se lze dostat pouze dveřmi z nástupních prostorů. Nástupní prostory jsou přístupné jednokřídlými předsvunými dveřmi. Sedačky ve velkoprostorovém oddílu pro cestující jsou uspořádány podle schématu 2+3 proti sobě.

Skříň vozu je ocelová, samonosná a je tvořena svařovanou konstrukcí. Uložena je na dvou jednonápravových podvozcích pomocí závěsů s pryžovými sloupky. Odpružení podvozků zajišťují vinuté ocelové pružiny doplněné kapalinovými tlumiči. Podélné síly mezi podvozky a skříní přenášejí podélná táhla. Podvozky jsou vybaveny zařízením pro mazání okolků.



Obr. 1.2 – Stanoviště strojvedoucího [10].

Pohon

Pohon zajišťuje spalovací motor s hydromechanickou převodovkou. Motor LIAZ ML 634 je vznětový čtyřdobý ležatý šestiválec s přímým vstřikem paliva. Motor nemá přeplňování. Ventilový rozvod je OHV, motor má jeden vačkový hřídel. Každý válec má dva vstřikovací a dva výfukové ventily. Každý píst je osazen čtyřmi pístními kroužky. Chlazení motoru je vodní, voda se ochlazuje v chladiči se žaluziemi a ventilátorem. Mazání motoru zajišťuje dvojité čerpadlo, mazivo je chlazeno vodou. Spaliny jsou z motoru odváděny výfukovým potrubím se dvěma tlumiči na střechu vozu. Regulaci přívodu paliva a tím i otáčky a výkon motoru reguluje strojvedoucí plynovou pákou ze stanoviště (obr. 1.2). Páka je lanovodem spojena se vstřikovacím čerpadlem, které zároveň pohání dopravní čerpadlo, čerpající palivo z palivové nádrže. Tuto konstrukční část ovládání palivového čerpadla, která je u rekonstrukcí nahrazena akčním členem, který je řízen elektronicky řeším ve své bakalářské práci. V předepsaných otáčkách je motor udržován omezovacím regulátorem. Spalovací motor je spojkou spojen s převodovkou Praga 2 M 70. Jedná se o hydromechanickou automatickou dvoustupňovou převodovku s elektrohydraulickým ovládáním. Hydrodynamický měnič je dvoufázový, jednostupňový, s blokovací spojkou. Krouticí moment je z převodovky přenášán kardanovým hřídelem na nápravovou reverzační převodovku NKR 16, tvořenou kuželovým soukolím.



Obr. 1.3 – Motor LIAZ ML 634 [10].

Tab. 1.1 – Technické údaje

Výrobce	Vagónka Tatra Studénka (1975-1984)
Délka přes nárazníky	13 970 mm
Šířka	3 120 mm
Výška	3 509 mm
Rozvor náprav	8000 mm
Hmotnost	20 t
Max. rychlost	80 km/h
Uspořádání pojezdu	A1 (jedna náprava hnací, jedna náprava běžná)
Přenos výkonu	hydromechanický
Typ spalovacího motoru	LIAZ ML 634
Převodovka	Praga 2M70
Trvalý výkon spalovacího motoru	155 kW
Objem spalovacího motoru	11 946 cm ³
Vrtání	130 mm
Zdvih	150 mm
Otáčky volnoběžné	600 ot/min
Otáčky jmenovité	2150 ot/min
Zásoba paliva	300 l
Max. tažná síla	29 kN
Topení	naftové teplovzdušné

1.2 Lokomotiva řady 753

Historie

Z důvodu nedostatku traťových lokomotiv pro osobní přepravu ČSD koncem 60. let 20. století, začali konstruktéři ČKD vyvíjet novou traťovou lokomotivu řady T478.3 (753), konstrukčně vycházející z řady T478.1 (751). Z lokomotivy řady T478.1 (751) bylo použito řada osvědčených komponentů. Dvě prototypové lokomotivy byly vyrobeny v roce 1968 a dostaly označení T 478.3001 a T 478.3002. Po náročných prototypových zkouškách byla v letech 1970-71 vyrobena ověřovací série deseti lokomotiv. Pak následovala sériová výroba, která byla ukončena v roce 1977 celkovým počtem vyrobených kusů 408. Jedná se o nejpočetnější motorovou lokomotivu na území Československa. V roce 1991 začali první rekonstrukce lokomotiv, které pokračují v různém rozsahu dodnes. Vznikli tak nové řady lokomotiv 750, 753.6, 753.7, 754, 755, 756, 757.



Obr. 1.4 – Lokomotiva 753 [1].

Provoz

Lokomotivy řady 753 byly přímo určeny pro nahrazení parních lokomotiv v čele osobních vlaků a rychlíků a to jak na hlavních, tak i na vedlejších neelektrifikovaných tratích. To byl cíl i u předchozí řady 751, ale tyto lokomotivy nebyly ve vyšších rychlostech tak výkonné. Řada 753 se uplatňovala i v nákladní dopravě.

Popis

Jedná se o skříňovou čtyřnápravovou lokomotivu se dvěma oboustranně přístupnými stanovišti strojvedoucího a centrální strojovnou. Uspořádání stanovišť i strojovny je prakticky shodné se staršími lokomotivami řady 751. V kabinách obsluhy jsou instalovány průběžné pulty s řídicím stanovištěm při pravé straně. Uprostřed řídicího pultu se nachází půl-volant řídicího kontroléru a směrová páka, uchycená ve středu otáčení řídicího kontroléru. Brzdíče a držák jízdního řádu jsou umístěny napravo, nalevo jsou pak ovladače startu/stopu spalovacího motoru, pomocných pohonů a osvětlení. Ve svislé části pultu je

integrován rychloměr a další měřicí přístroje (ampérmetr trakčního proudu, otáčkoměr spalovacího motoru, manometr a teploměry olejové a vodní soustavy a brzdové manometry.

Základem lokomotivní skříně je hlavní rám, zhotovený ze svařovaných ocelových profilů. Hlavní rám nese ocelovou konstrukci, tvořící kostru lokomotivní skříně pokrytou ocelovými plechy. Plechy na bočnicích jsou vyjma prototypových lokomotiv ve spodní části vyztuženy vodorovnými prolisy. V horní části bočnic se nachází šest kruhových oken na obou stranách. K zadní kabině strojvedoucího přiléhají žaluzie chladičů. Střecha je rozdělena na tři demontovatelné části, resp. dvě části u prototypů. Prostřední část střechy procházejí dva výfukové nástavce, po stranách je tato část střechy opatřena ventilačními průduchy. Na hlavním rámu pružně usazené kabiny strojního personálu jsou laminátové a mají dvě čelní okna s charakteristickou společnou obrubou, lemující současně i hlavní reflektor umístěný ve střechě. Podokenní pás má negativní sklon.

Pohon

Pohon zajišťuje spalovací motor ČKD K 12 V 230 DR spolu s trakčním generátorem. Jedná se o vznětový čtyřdobý stojatý dvanáctiválec s válci do V. Nafta je čerpána z palivové nádrže, zavěšené pod hlavním rámem uprostřed a přes palivové filtry přiváděna ke vstřikovacím čerpadlům, zajišťujícím přímý vstřik paliva. Motor je přepínán dvojicí turbodmychadel, roztáčených výfukovými plyny a doplněných mezichladičem plnicího vzduchu. Motor má dva vačkové hřídele, na každý válec připadají dva sací a dva výfukové ventily v uspořádání OHV. Každý píst má čtyři pístní kroužky. Mazání motoru je olejové tlakové. Chlazení agregátu je vodní, dvouokruhové - hlavní okruh zajišťuje chlazení bloku motoru, hlav válců a turbodmychadla, zatímco vedlejší okruh zabezpečuje chlazení mazacího oleje. Na každý chladič okruh připadají dva axiální ventilátory, ofukující jednotlivé chladiče vzduchem nasávaným skrze žaluzie s nastavitelným úhlem rozevření a poté vedeným na střechu lokomotivy. Pohon ventilátorů je hydrostatický, přičemž olejová čerpadla jsou poháněna prostřednictvím převodovky poháněné od volného konce spalovacího motoru. Exhalace jsou ze spalovacích prostorů vedeny do tlumiče výfuku, situovaného nad trakčním generátorem a následně potrubím odváděny ke střechě lokomotivy a poté ven. Klikový hřídel motoru je s hřídelem trakčního generátoru spojen pomocí pružné spojky.

Regulaci přenosu výkonu, resp. zajištění ideální spolupráce spalovacího motoru a trakčního generátoru zajišťuje sdružený regulátor, nahrazený u rekonstruovaných lokomotiv elektronickým regulátorem. Výkon trakčního soustrojí je řízen v 8 otáčkových stupních a na zvolené úrovni je udržován sdruženým regulátorem změnami odporu v obvodu derivačního buzení budiče trakčního dynama. Lokomotiva disponuje ochranou proti skluzu a umožňuje

řízení dvou spojených lokomotiv z jednoho stanoviště, čehož bylo využíváno ve vozbě nákladních vlaků.

Tab. 1.2 – Technické údaje

Výrobce	ČKD Praha (1970-1977)
Délka přes nárazníky	16 540[mm]
Šířka	3 074 [mm]
Výška	4 335 [mm]
Rozvor náprav	2400 [mm]
Hmotnost	74 [t]
Max. rychlost	100 [km/h]
Uspořádání pojezdu	Bo'Bo' (dvě samostatně hnané nápravy)
Přenos výkonu	Elektrický stejnosměrný
Typ spalovacího motoru	ČKD K 12 V 230DR
Trvalý výkon spalovacího motoru	1325 [kW]
Objem spalovacího motoru	129 360 [cm ³]
Vrtání	230 [mm]
Zdvih	260 [mm]
Otáčky volnoběžné	480 [ot/min]
Otáčky jmenovité	1100 [ot/min]
Zásoba paliva	2500 [l]
Max. tažná síla	215 [kN]
Výkon trakčního generátoru	1200 [kVA]



Obr. 1.5 – Motor ČKD K 12 V 230DR [8].

1.3 Palivové soustavy vznětových motorů

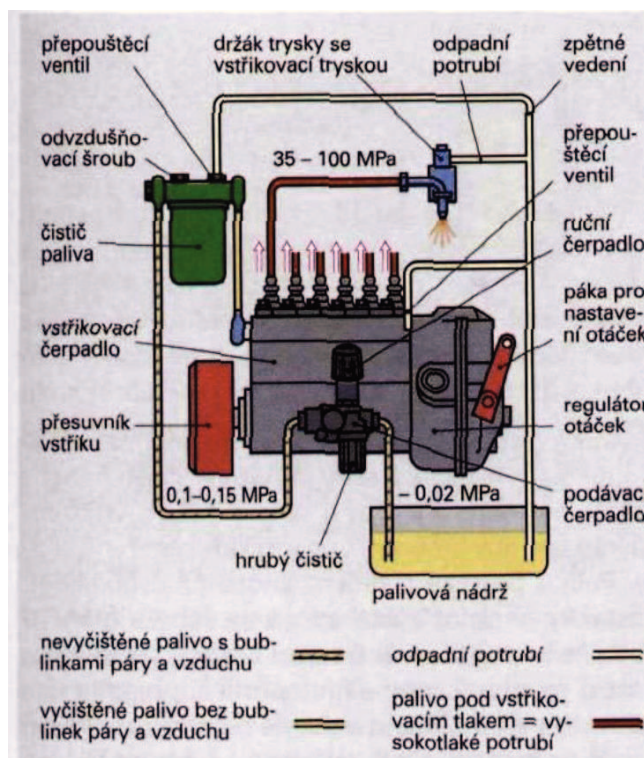
Účel palivové soustavy je doprava paliva do spalovacího motoru, následné vstřikování paliva v přesném množství a správném okamžiku. To vše za každého provozního stavu motoru. Dalšími úkoly palivové soustavy jsou uskladňování paliva v palivové nádrži, čištění paliva od nečistot, vytvářet a udržovat konstantní tlak paliva, přebytečné palivo přepravovat zpět.

Druhy palivových soustav:

- palivová soustava s řadovým vstřikovacím čerpadlem
- palivová soustava s jedno pístovým vstřikovacím čerpadlem s rozdělovačem
- palivová soustava s rotačním vstřikovacím čerpadlem s radiálními písty
- samostatné vstřikovací jednotky
- soustava s tlakovým zásobníkem – Common Rail

Palivová soustava s řadovým vstřikovacím čerpadlem

Podávacím čerpadlem se nasává palivo z palivové nádrže a přes palivový čistič se dopravuje ke vstřikovacímu čerpadlu. Vstřikovací čerpadlo tlačí palivo vysokotlakým vstřikovacím potrubím do vstřikovacích trysek a dál do spalovacího prostoru válce. Palivo potřebné pro chlazení vysokotlakého zařízení proudí přes přepouštěcí ventil zpět do palivové nádrže.



Obr. 1.6 – Palivová soustava vznětového motoru s řadovým vstřikovacím čerpadlem [2].

Nízkotlaká část:

Palivová nádrž

Nádrž je svařována z ocelového plechu. Zevnitř i zvenčí je opatřena protikorozi ochrannou vrstvou. U složitých tvarů nádrží se výrobu používá plat, např. polyetylen.

V nádrži jsou dělicí mezistěny, které tlumí výkyvy paliva. Na nejnižším místě je vypouštěcí šroub.

Palivové vedení

Palivové vedení (potrubí) musí být umístěna tak, aby byla chráněna před mechanickým poškozením. Nesmí se nacházet v blízkosti teplých či horkých částí. Materiál pro palivové trubky se používá ocel, měď, tepelně odolný plat nebo pryž.

Podávací čerpadlo

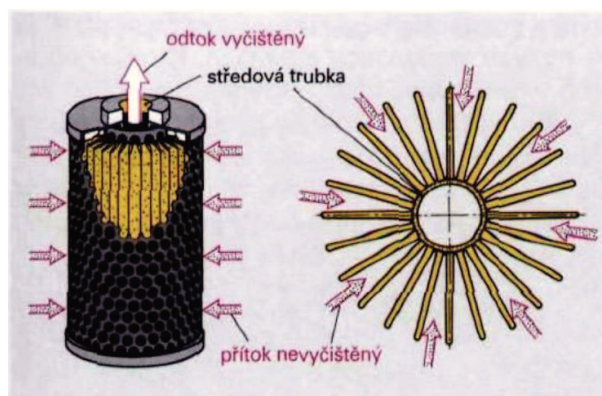
Čerpá palivo z palivové nádrže a přepravuje jej přes čistič pod tlakem 0,1-0,15 [MPa] do vstřikovacího čerpadla. Konstrukčně se jedná o pístové čerpadlo, přírubou je spojeno se skříňí vstřikovacího čerpadla. Poháněno je výstředníkem na vačkové hřídeli vstřikovacího čerpadla. Součástí podávacího čerpadla může být hrubý čistič, který je tvořen sítkem a nádobou, složí k zachycení hrubých nečistot a sedimentů vody.

Palivové čističe

Mají za úkol zbavovat palivo různých nečistot a odlučovat z něj vodu. Dělí se podle stupně znečištění na hrubé a jemné. Podle konstrukce na jednoduché, stupňové (sériové) a paralelní.

Čistící (filtrační) vložky: Jsou složeny z jemného filtračního papíru s velikostí póru 4[μm] – 5[μm] pro rozdělovací vstřikovací čerpadla, 8[μm] – 10[μm] pro řadová čerpadla.

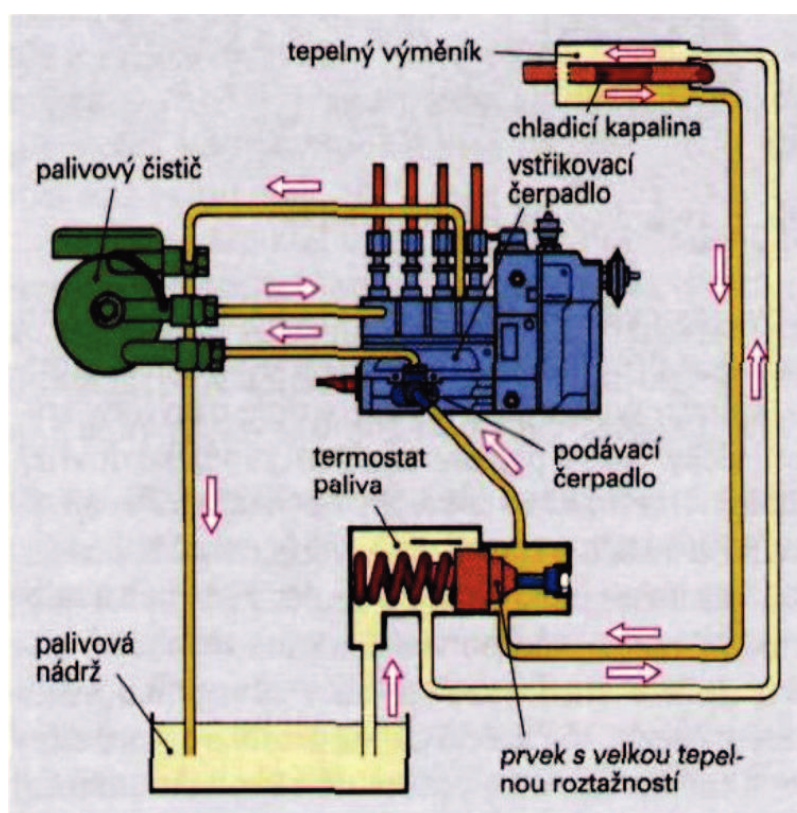
Rozlišujeme dva základní druhy filtračních vložek: vinutá čistící vložka a hvězdicová čistící vložka.



Obr. 1.7 – Hvězdicovitá filtrační vložka [2].

Přehřívací zařízení paliva

Jsou do palivové soustavy zabudována před palivovým čističem, aby se zabránilo ucpání čisticí vložky vylučováním parafínu při nízkých teplotách. Parafíny obsažené v naftě se vylučují od teplot paliva pod cca 4°C jako voskovité šupinky; ty mohou ucpat póry filtru. Aby se tomuto jevu zabránilo, je palivo zahříváno. To se provádí tak, že chladicí kapalina protéká výměníkem tepla, který je řízen termostatem. Pro přehřívání paliva se rovněž používají elektrické topné prvky, např. jako mezi-příruba mezi víkem čističe a filtrační komorou. Jako topné prvky se používají především samočinně se regulující rezistory s negativním teplotním součinitelem. Elektrické přehřívání se navíc většinou zapíná termostatem při teplotě pod $+5^{\circ}\text{C}$ a vypíná při teplotě nad $+15^{\circ}\text{C}$.

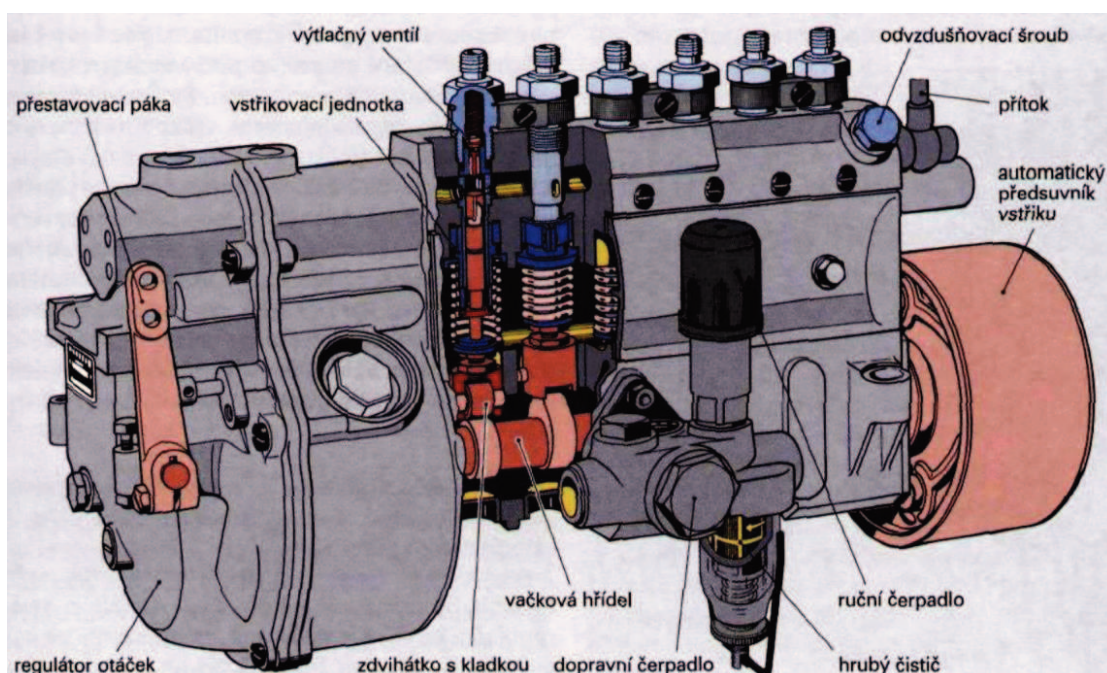


Obr. 1.8 – Přehřívání paliva tepelným výměníkem v okruhu chladicí kapaliny [2].

Vysokotlaká část:

Řadové vstřikovací čerpadlo s mechanickým řízením a regulací

Úkolem vysokotlakého vstřikovacího čerpadla je vytvářet potřebný tlak k přesnému dávkování vstřikovaného množství podle polohy akcelerační páky, přizpůsobit okamžik vstřikování otáčkám motoru, regulovat chod naprázdno a maximální otáčky.



Obr. 1.9 – Řadové vstřikovací čerpadlo [2].

Řadové vstřikovací čerpadlo, je pístové čerpadlo s jednou vstřikovací jednotkou pro každý válec motoru. Jednotlivé vstřikovací jednotky jsou poháněny zdvihátkem s kladkou, umístěným ve skříni čerpadla nad vačkovou hřídelí. Každá vstřikovací jednotka se skládá z válce čerpadla. Píst čerpadla je do válce čerpadla zalícován tak přesně, že těsní i při velmi vysokých tlacích a nízkých otáčkách. Vačka vačkové hřídele pohybuje přes zdvihátko s kladkou pístem vstřikovací během výtláčného zdvihu nahoru. Sací zdvih se provádí pružinou pístu. Mazání mezi pístem a válcem vstřikovací jednotky provádí motorová nafta. Uzavření směrem nahoru tvoří pružinou zatížený výtláčný ventil. Přes válec vstřikovací jednotky je nasunuta regulační objímka se sevřeným ozubeným prstenem. Dva podélné výřezy ve spodní části regulační objímky slouží jako vedení pro pístový čep. Regulační objímka je neustále v záběru s regulační tyčí. Posunutím regulační tyče se písty vstřikovací jednotky během provozu vstřikovacího čerpadla pootácejí. Tím lze plynule měnit čerpané množství (dávku). Regulační tyč se ovládá většinou tyčovým ústrojím plynového pedálu a regulátorem počtu otáček.

Pohon řadových vstřikovacích čerpadel

Řadová vstřikovací čerpadla se upevňují šrouby většinou přestavitelně pomocí čelní příruby s podélnými otvory na klikovou skříň. Mohou být ale také připevněna na rovné základní desce nebo na půlkruhové vaně pomocí šroubů nebo přitlačné pásky. Přiřazení polohy vačkové hřídele řadového vstřikovacího čerpadla k poloze klikové hřídele motoru musí probíhat tak, aby byla neustále zaručena shoda odpovídající polohy klikové hřídele motoru s příslušným okamžikem vstřikování. Pořadí vstřikování řadového vstřikovacího

čerpadla a pořadí kompresních zdvihů motoru musí být rovněž sladěno. Pro přenos točivého momentu a otáček se proto, podle konstrukce motoru, používají ozubená kola nebo řetězová kola a válečkové řetězy.

Vstřikovač

Úlohou vstřikovače je vstřikování paliva do válce. Skládá se z držáku a z trysky s ovládacím ústrojím. Držák je sešroubovaný ze dvou dílů a mezikusu. Vstřikovač se vsazuje do hlavy válce. Vstřikovače rozlišujeme jedno pružinové a dvou pružinové.

Elektronické řízení vznětového motoru

Elektronické řízení používá data z paměti řídicí jednotky (nastavených výrobcem i získaných během provozu) k elektronickému řízení a regulaci palivového systému (vstřikovacího čerpadla), recirkulaci výfukových plynů a spouštění (žhavicího zařízení) vznětového motoru. Řídí přesně časování a dávkování.

Výhody elektronického řízení jsou: - dodržování zpřísněných předpisů pro emisní limity

- snížení spotřeby paliva
- optimalizace točivého momentu a výkonu
- zlepšení odezvy na akcelerační pedál
- snížení hlučnosti motoru
- zklidnění běhu motoru (vibrací)
- snadná instalace tempomatu
- zjednodušení přizpůsobení určitého typu motoru různým vozidlům

Struktura elektronického řídicího systému

Snímače: snímají provozní data jako např. zatížení, otáčky, teplotu motoru, tlak paliva a údaje o vnějších podmínkách, jako např. o teplotě a tlaku vzduchu.

Elektronická řídicí jednotka: je to mikropočítač s pevně uloženým programem, který řídí a reguluje motor na základě polohy akceleračního pedálu a rychlostní páky a také na základě signálů ze všech snímačů provozních i venkovních údajů, jakož i na základě dat z datového pole v přepisovatelné paměti. Regulace je nastavena řídicími hodnotami pro regulaci dávkování a časování vstřikování a pro regulaci recirkulace spalín a tlaku paliva.

Akční členy: jsou to elektromechanické převodníky, umožňující pomocí signálů řídicí jednotky měnit mechanické nastavení palivového, vstřikovacího a recirkulačního systému, resp. nastavení odpovídajících pák, ventilů a klapek.

Regulace pomocí pole charakteristik

Hlavní řídicí veličiny: ze dvou hlavních řídicích veličin, výkonu (požadovaného řidičem) a otáček určuje řídicí jednotka s využitím hodnot z pole charakteristik časování vstřikování (počáteční okamžiky) a dávkování paliva (vstřikované množství). Výkon je odvozen ze signálu snímače polohy akceleračního pedálu a otáčky ze signálu snímače polohy (otáček) klikového hřídele.

Korekční řídicí veličiny: přizpůsobují časování vstřikování okamžitým podmínkám provozu motoru i atmosférickým podmínkám. Pro výpočet korekcí výstupních signálů (řídicích akční členy) má řídicí jednotka v datovém poli uložena data spojená s jednotlivými vstupními signály snímačů korekčních veličin, ke kterým např. patří:

- teplota motoru
- vstřikovací tlak
- teplota paliva
- teplota nasávaného vzduchu

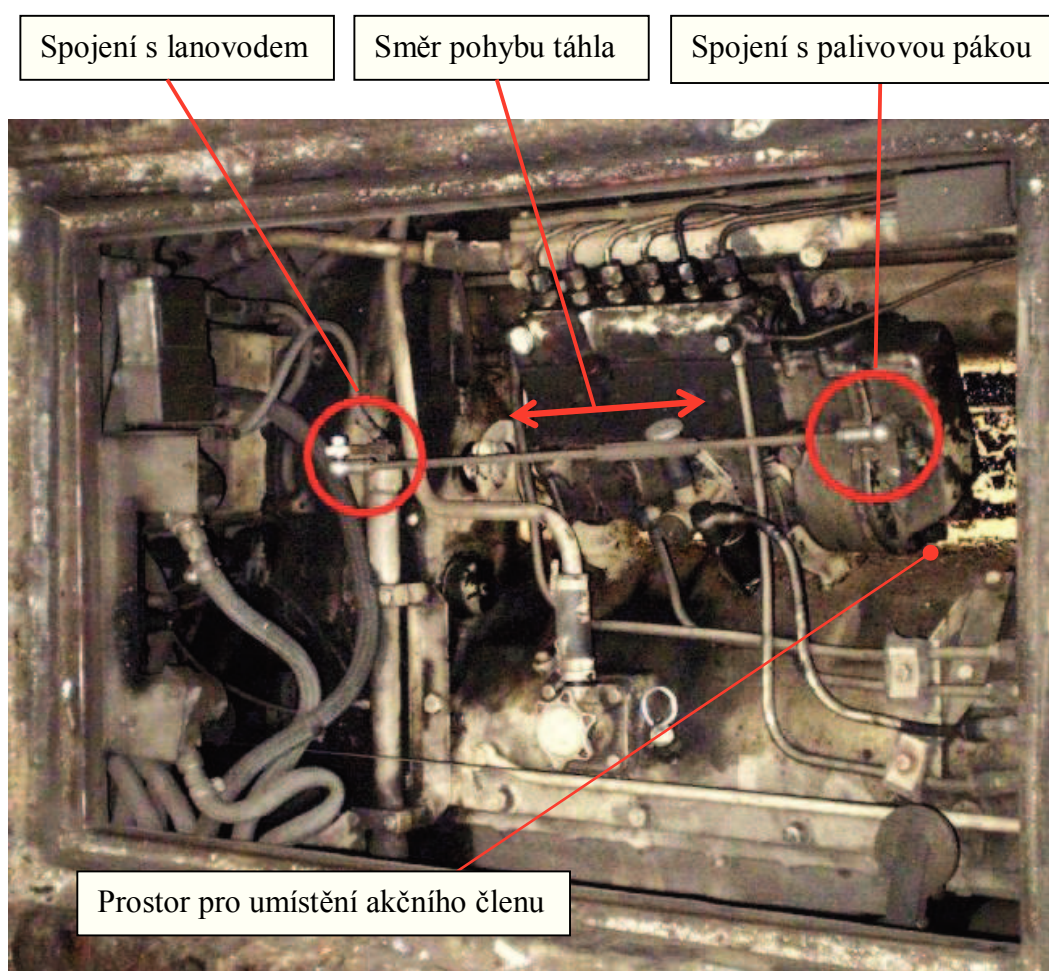
Srovnávání skutečných a požadovaných hodnot: rozdíl mezi požadovanou a skutečnou hodnotou je tzv. regulační difference, která je vstupem pro výpočet regulačního zásahu, tj. k výpočtu výstupních signálů pro faktory nastavující regulovanou veličinu.

Další funkce elektronického řízení motoru: kromě řízení a regulace hlavních veličin motoru je možné podle vybavenosti určitého typu vozidla využít dalších funkcí:

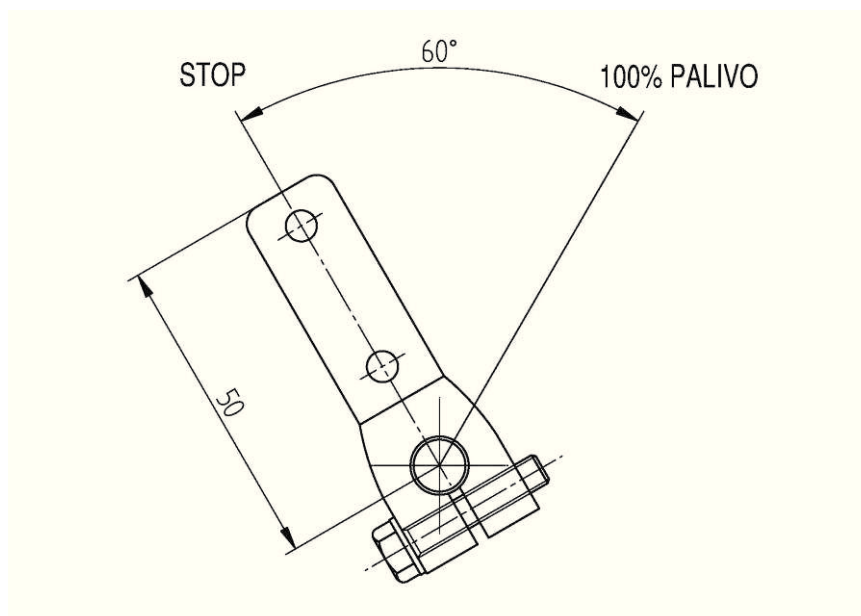
- regulace otáček volnoběhu
- regulace rychlosti otáčení (rovnoměrnosti běhu) motoru
- brzdění motorem
- aktivní tlumení torzních kmitů pohonu
- externí vlivy na moment
- imobilizér
- tempomat
- možnost diagnostiky
- nouzový režim

2. POPIS STÁVAJÍCÍHO ŘEŠENÍ A NÁVRH MOŽNÝCH VARIANT

Regulaci přívodu paliva a tím i otáčky a výkon motoru reguluje strojvedoucí plynovou pákou ze stanoviště. Páka je lanovodem spojena se vstřikovacím čerpadlem, které zároveň pohání dopravní čerpadlo, čerpající palivo z palivové nádrže. Samotný pohyb palivové páky provádí táhlo, které je spojené přes kulové čepy na jedné straně s palivovou pákou a na druhé straně s lanovodem. Palivová páka vykonává dráhu v rozmezí 60 [°]. Pohybem palivové páky se dávkuje palivo od 0 po 100% (obr. 2.2).



Obr. 2.1 – Motorový prostor vozu ř. 810.



Obr. 2.2 – Detail palivové páky na motoru s dráhou pohybu.

Hlavním důvodem pro změnu stávajícího systému ovládání palivové páky lanovodem z pultu strojvedoucího (obr. 1.2) je částečná rekonstrukce vozu, nahrazující plynovou páku elektronickým kontrolérem, který prostřednictvím řídicího bloku ovládá akční člen. Akční člen následně generuje žádanou polohu palivové páky na čerpadle.

Na začátku konstrukčního procesu jsem specifikoval požadavky a uspořádal je do požadavkového listu, kde mě tento výčet informuje o základních podmínkách, které charakterizují konstruované zařízení. Následně jsem definoval v morfologické matici jednotlivé dílčí funkce a jejich funkční principy.

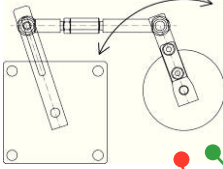
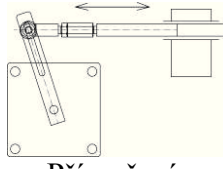
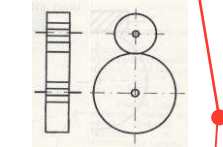

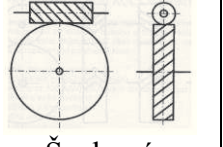
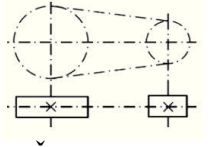
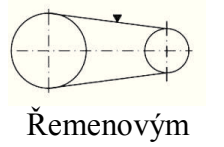
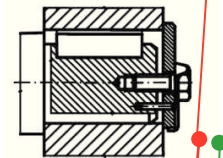
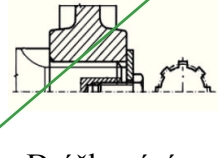
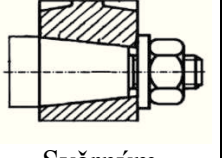
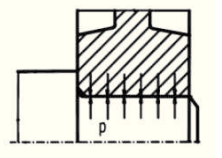
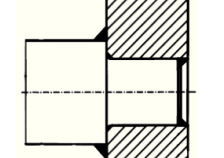
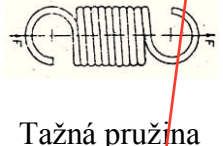
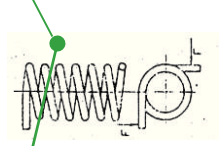
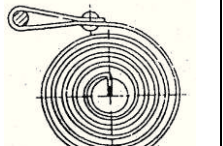
2.1 Vyjasnění a rozpracování požadavků

Tab. 2.1 – Specifikace požadavků (požadavkový list).

SPECIFIKACE POŽADAVKU	Podmínka	Přání
FUNKCE, ÚČINKY A FUNKČNÍ PARAMETRY:		
Hlavní funkce: ovládání palivové páky	X	
Princip funkce: mechanický	X	
Rozsah chodu páky: 60 [°]	X	
Pohon: elektromotor	X	
Ochrana proti korozi	X	
Utěsnění mechanismu: min. IP 40	X	
Jednoduchá konstrukce		X
Při přerušení napájení samovolný návrat páky do nulové pozice	X	
Univerzálnost konstrukce (pravý chod, levý chod, možnost natočení výstupní páky po 90 [°])	X	
PROVOZ:		
Prostředí: nečisté		
Teplota: vysoká		
Četnost použití: velmi vysoká		
Údržba: minimální	X	
žádná		X
ERGONOMIE:		
Jednoduché a bezpečné nastavování a přestavování (dobrá přístupnost)		X
Ovladatelnost a řízení: přes elektronický kontrolér	X	
VZHLED:		
Uspokojivé tvary		X
Povrch: necitlivý k poškození, vhodný k čištění	X	
VÝROBA:		
Malá série		
EKONOMIE:		
Výrobní náklady: nízké		X
Provozní náklady: nízké	X	

2.2 Stanovení orgánové struktury

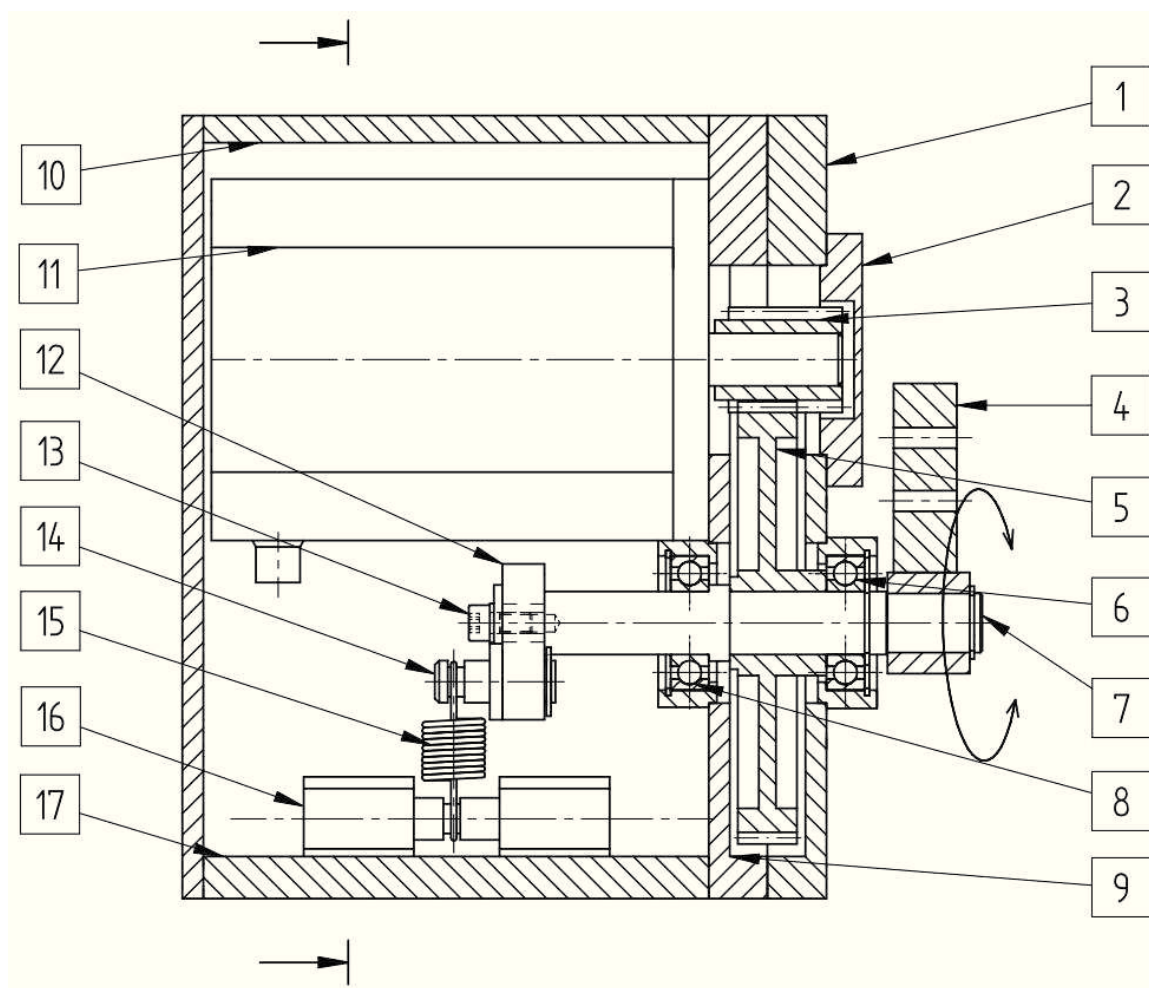
Tab. 2.2 – Morfologická tabulka.

DÍLČÍ FUNKCE				
FUNKČNÍ PRINCIPY / ORGÁNY – NOSITELÉ FUNKCÍ				
1	2	3	4	5
1. Pohyb páky				
 Rotační	 Přímočarý			
2. Spojení rotoru a hřídele				
 Čelní soukolí s přímými zuby	 Kúželové soukolí s přímými zuby	 Šnekové soukolí	 Řetězovým převodem	 Řemenovým převodem
3. Přenos M_k na hřídeli				
 Těsným perem	 Drážkováním	 Svěrným spojem	 Nalisovaným spojem	 Svarovým spojem
4. Polohu jistit				
Motorem	Aretační mechanismus			
5. Pohonný otáčení				
Krokový motor	Servomotor	Lineární aktuátor		
6. Návrat do nulové polohy				
 Tažná pružina	 Zkrutná pružina	 Spirálová pružina		
Pohyb řídit				
Pomocí pohonného mechanismu				

- — Varianta č. 1 mechanismu akčního členu
- — Varianta č. 2 mechanismu akčního členu

Smyslem morfologické matice je znázornění několika různých variant dílčích řešení, která splňují specifikace z požadavkového listu. Z morfologické matice jsem zvolil dvě možné varianty řešení, bral jsem přitom zřetel na jednoduchost, univerzálnost, technologičnost konstrukce a možnost co nejširšího použití normalizovaných dílců. Následně jsem vytvořil hrubou stavební strukturu vybraných dvou variant.

2.3 Popis konstrukčního řešení varianty č. 1

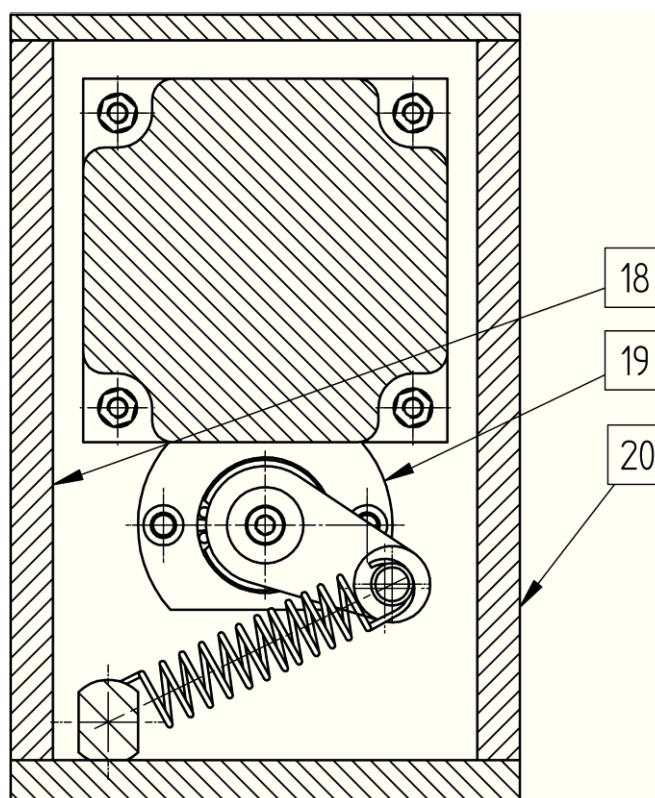


Obr. 2.3 – Schéma varianty č. 1.

- 1-Přední kryt; 2-Víko; 3-Pastorek; 4-Páka; 5 -Ozubené kolo; 6-Ložisko; 7-Hřídel;
 8-Ložisko; 9-Nosná deska; 10-Horní kryt; 11-Motor; 12-Páka pružiny;
 13-Šroub jistící páku pružiny; 14-Čep pružiny; 15-Tažná pružina; 16-Čep; 17-Základna.

Pohon zajišťuje krokový motor (poz.10). Přenos krouticího momentu z motoru na hřídel je realizován ozubeným soukolím. Pastorek (poz.3) je spojen s výstupní hřídelí motoru

těsným perem, stejně je spojené i ozubené kolo (poz.5) s hřídelí. Hřídel (poz.7) je uložena ve dvou kuličkových ložiscích (poz.6,8), která jsou uložena v pouzdrech. Samovolný zpětný chod při přerušení napájení zajišťuje tažná pružina (poz.15), která je nasazena z jedné strany na čep, který je pevně spojen se spodní deskou (poz.17) a z druhé strany je zaháknutá v drážce čepu, který je spojen pomocí páky (poz.12) s hřídelí. Výstupní rotační pohyb vykonává náboj s pákou (poz.4). Páka je axiálně zajištěna pomocí pojistného kroužku.



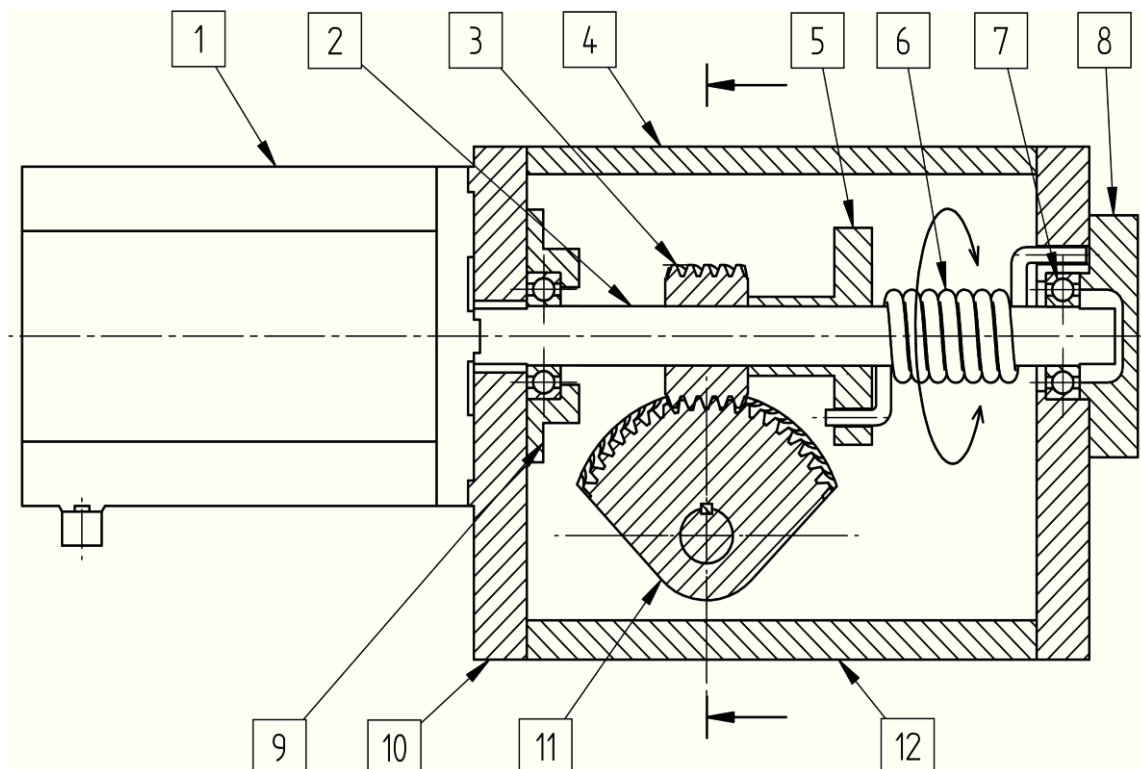
Obr. 2.4 – Zobrazení varianty č. 1 v rovině řezu.

18-Bočnice levá; 19-Pouzdro ložiska; 20-Bočnice pravá.

2.4 Popis konstrukčního řešení varianty č. 2

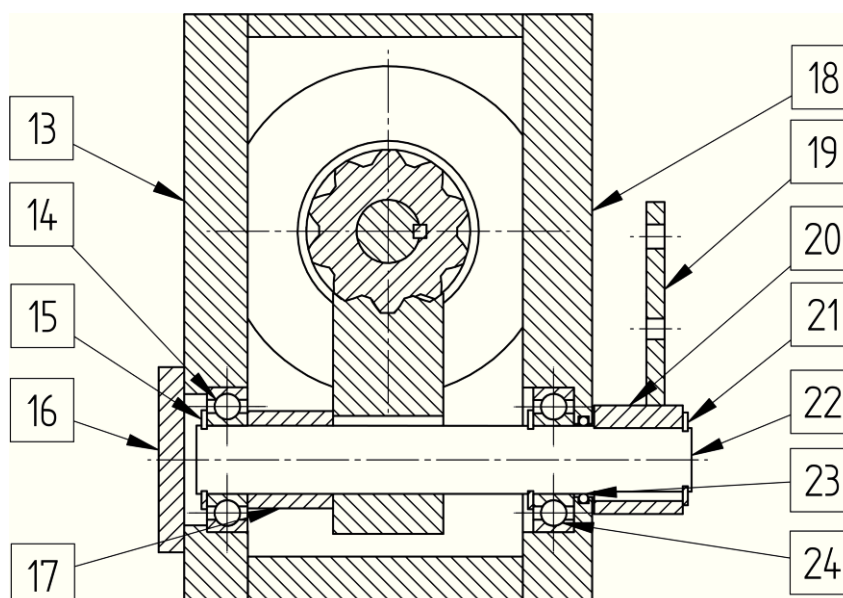
Pohon stejně jako u varianty č. 1 vykonává krokový motor. Přenos krouticího momentu z motoru na hřídel výstupní páky je realizován šnekovým soukolím. Šnek (poz.3) je válcový, šnekové kolo (poz.11) globoidní. Tento typ šnekového soukolí je v praxi nejpoužívanější. Šnek nesmí být samosvorný, aby se páka samovolně mohla vracet do nulové pozice. Samovolný návrat do nulové zabezpečuje zkrutná pružina (poz.6), která se otáčí na hřídeli společně s pastorkem. Hřídel (poz.2) je uložena v kuličkových ložiscích a s hřídelkou krokového motoru je spojena na pevně pomocí stavěcích šroubů. Zkrutná pružina je jedním koncem uložena v náboji (poz.5) na hřídeli a druhým koncem v bočnici skříně. Šnekové

kolo je tvořeno pouze $\frac{1}{4}$ kola, z důvodu celkových menších rozměrů skříně. Šnekové kolo je spojeno pomocí těsného pera s hřídelí (poz.22). Tato hřídel je uložena v kuličkových ložiscích. Na konci hřídele je nasazena výstupní páka (poz.19 a 20). Konce obou hřídelů jsou uzavřeny víky (poz.8 a 16). Skříň je tvořena z hliníkových desek.



Obr. 2.5 – Schéma varianty č. 2.

1-Motor; 2-Hřídel horní; 3-Šnek; 4-Horní kryt; 5-Náboj pružiny; 6-Zkrutná pružina;
7-Hřídel; 8-Víko; 9-Nosná deska; 10-Pouzdro ložiska; 11-Šnekové kolo; 12-Základna.



Obr. 2.6 – Zobrazení varianty č. 2 v rovině řezu.

13-Bočnice levá; 14-Ložisko; 15-Pojistný kroužek; 16-Víko; 17-Distanční vložka;
18-Bočnice pravá; 19-Páka; 20-Náboj páky; 21-Pojistný kroužek; 22-Hřídel;
23-Těsnící o-kroužek; 24-Ložisko.

2.5 Hodnocení a výběr varianty

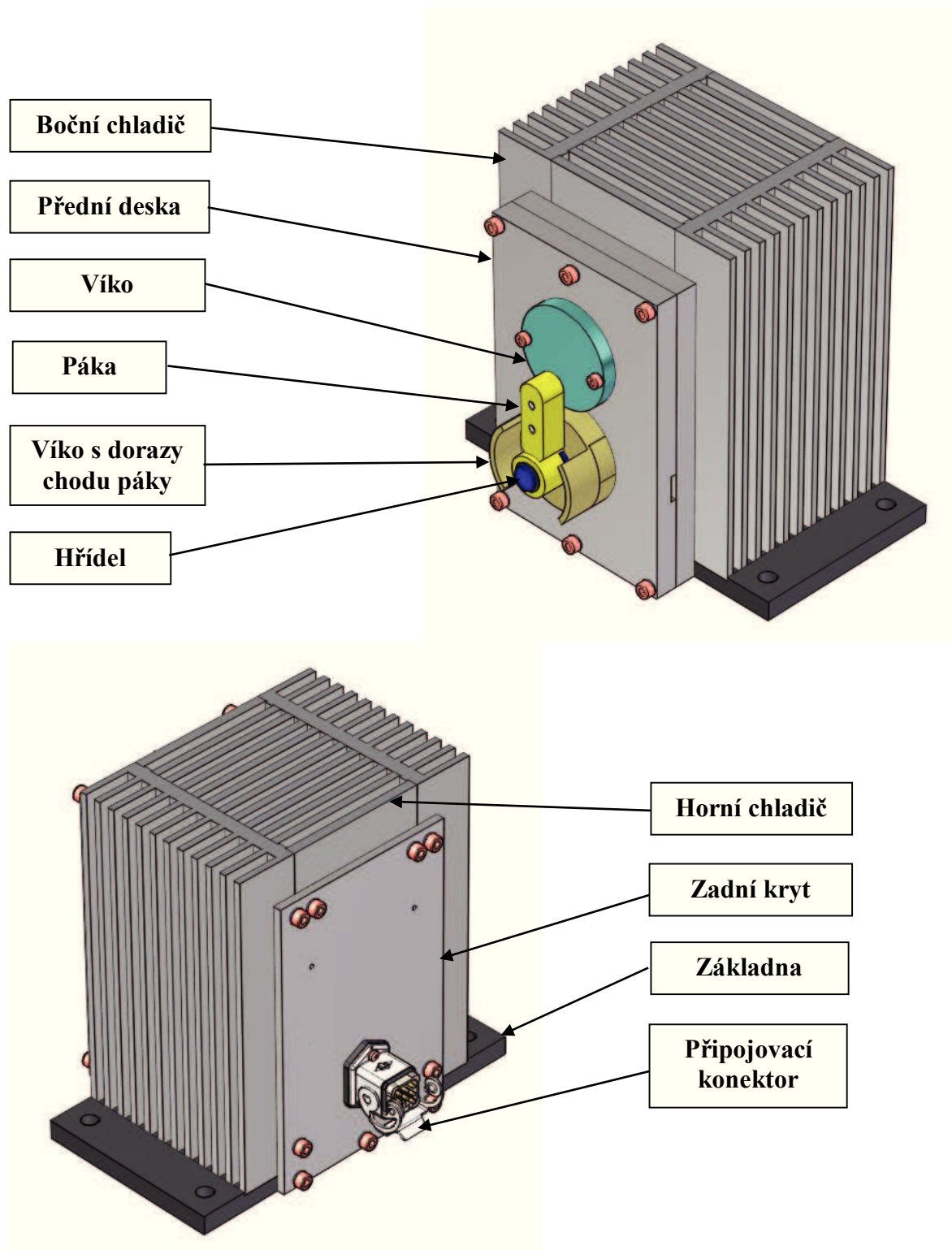
Výběr vhodné varianty jsem provedl pomocí tabulky 2.3. V tabulce jsou uvedeny důležité parametry dle, kterých jsem se rozhodoval a k jednotlivým variantám jsou přiřazeny body (1 – nejlepší, 5 – nejhorší). Zvolil jsem variantu akčního členu č. 1, která porovnáním jednotlivých vlastností vyšla jako nejvhodnější a nejlépe splňuje daná kritéria. Tuto variantu budu dále zpracovávat a řešit.

Tab. 2.3 – Výběr vhodné varianty.

	Varianta č. 1	Varianta č. 2
Celkové rozměry	1	3
Univerzálnost konstrukce	1	3
Složitost konstrukce	2	3
Spolehlivost	2	3
Výrobní náklady	2	4
Hodnocení	8	16
Pořadí	1	2

3. KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ AKČNÍHO ČLENU

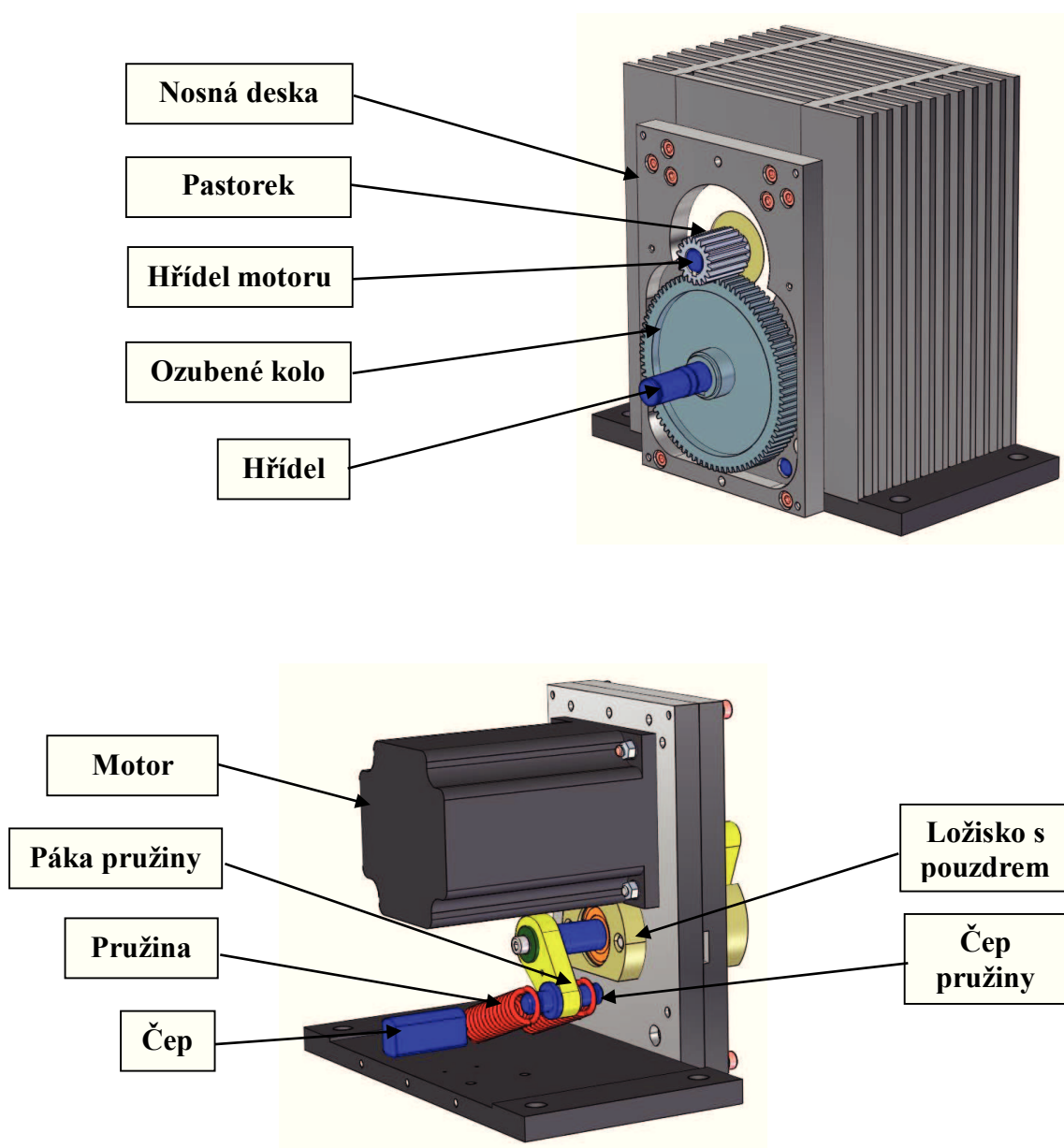
Při návrhu konstrukce akčního členu jsem se hlavně zaměřil na jednoduchá řešení, použití normalizovaných dílů, orientaci na nakupované díly, snadnou montáž a demontáž bez použití speciálních přípravků, minimální nároky na údržbu a univerzálnost použití chodu páky. Výsledkem návrhu je zhotovený 3D model akčního členu, sestavný výkres, výrobní výkresy jednotlivých dílů a kontrolní výpočty.



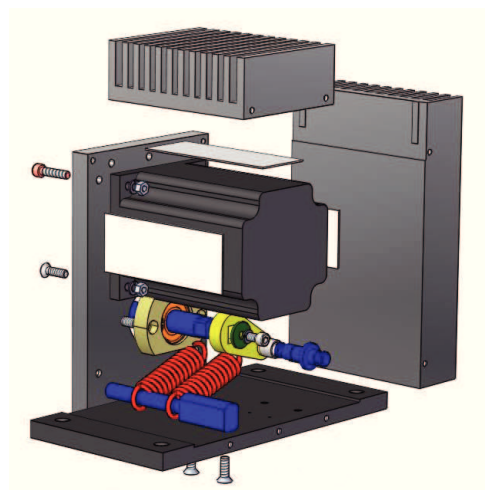
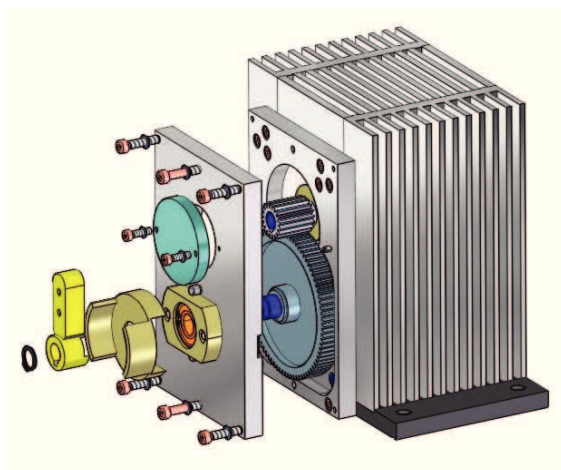
Obr. 3.1 – 3D model akčního členu.

Stavební strukturu akčního členu tvoří:

- hliníkové chladiče, které zároveň vytvářejí skříň jednotky,
- základna s montážními otvory,
- přední deska s víkem, která společně s nosnou deskou, tvoří nosnou část pro ložiska a vytváří skříň převodovky,
- zadní kryt s konektorem pro připojení,
- převod tvořen ozubeným soukolím,
- krokový motor,
- hřídel s výstupní pákou
- pružina s čepem, pákou pružiny a čepem pružiny vytvářející celek vykonávající vratný pohyb



Obr. 3.2 – 3D model akčního členu (vnitřní řešení).



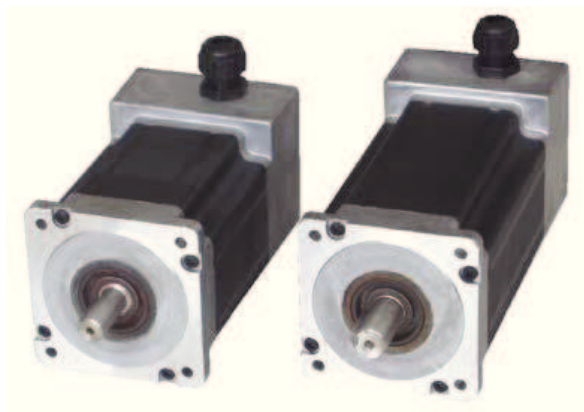
Obr. 3.3 – rozpad 3D modelu.

Návrh pohonu

Jako pohon akčního členu jsem zvolil krokový motor. Plynulý pohyb je u krokových motorů složen z velkého množství navazujících kroků. Ve spojení s přesným kuličkovým šroubem se stoupáním např. 5 mm může být nastavována poloha s krokem 5 až 10 μm . Postupným buzením vinutí jednotlivých statorových pólů proudovými impulzy se rotor po krocích pootáčí při frekvenci krokových impulzů až 40 kHz. Velikost jednoho uhlového kroku závisí na konstrukci krokového motoru. Krokové motory mají jednoduchou konstrukci a hodí se hlavně pro přesné nastavování polohy při malých otáčkách a malém krouticím momentu, např. do 15 [Nm].

Z důvodu možnosti přesné regulace polohy po jednotlivých krocích, a z toho faktu vyplývajícího přehledu o aktuální poloze palivové páky je tento druh motoru optimální. Krokový motor bude řízen elektronickým řídicím blokem umístěným v rozvaděči vozu.

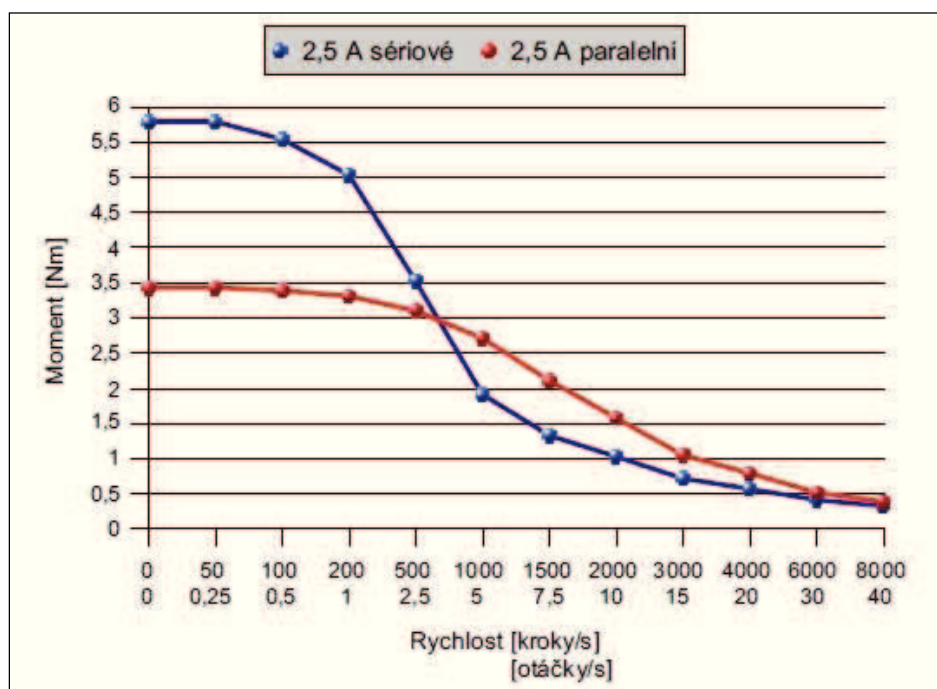
Zvolený typ motoru je od výrobce Pacific Scientific a jedná se o hybridní dvoufázový krokový motor POWERPAC SM32 2508S (obr. 3.4, tab. 3.1).



Obr. 3.4 – Krokové motory SM32 2508S, SM 32 5008S.

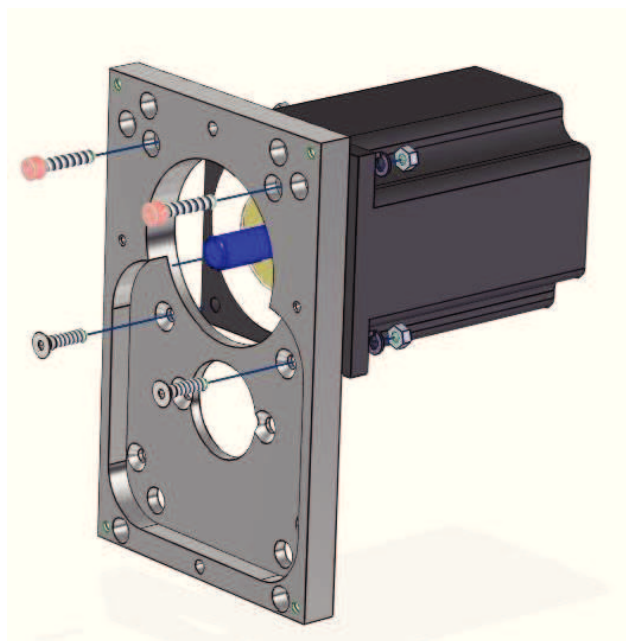
Tab. 3.1 – Technické parametry motoru:

Typ	POWERPAC SM32-2508S	
Statický moment	8,5	[Nm]
Jmenovitý proud, sériové/paralelní zapojení	2,5/5,1	[A]
Indukčnost, sériové/paralelní zapojení	26/6,5	[mH]
Odpor, sériové/paralelní zapojení	2,53/0,63	[Ω]
Zbytkový moment	0,25	[Nm]
Nejvyšší provozní moment při 500 Hz	6,5	[Nm]
Moment setrvačnosti rotoru	0,27	[kg.m ² x10 ³]
Hmotnost	3,81	[kg]
Délka kroku	1,8	[°]
Tolerance kroku	±0,06	[°]
Krytí	IP65	



Obr. 3.5 – Momentová charakteristika motoru.

Krokový motor je spojen šroubovou vazbou s nosnou hliníkovou deskou. Souosost je zajištěna přesnou dírou v desce, která lícuje s kruhovým odsazením na motoru. Spojení motoru s deskou je znázorněno na obr 3.6.



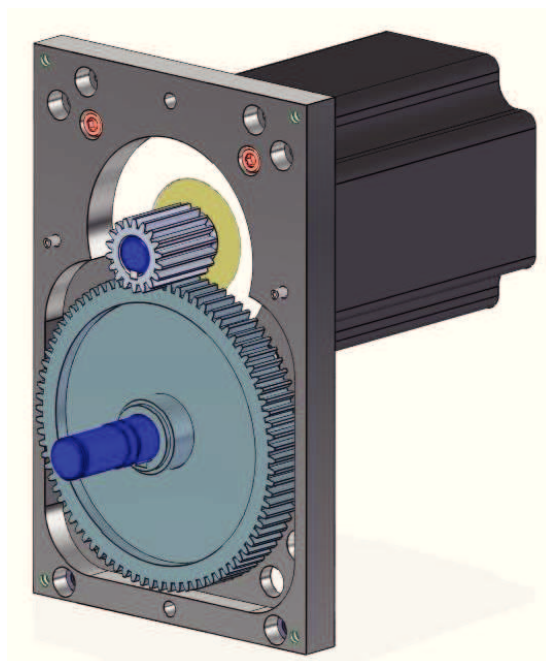
Obr. 3.6 – Spojení motoru s nosnou deskou.

Návrh převodu

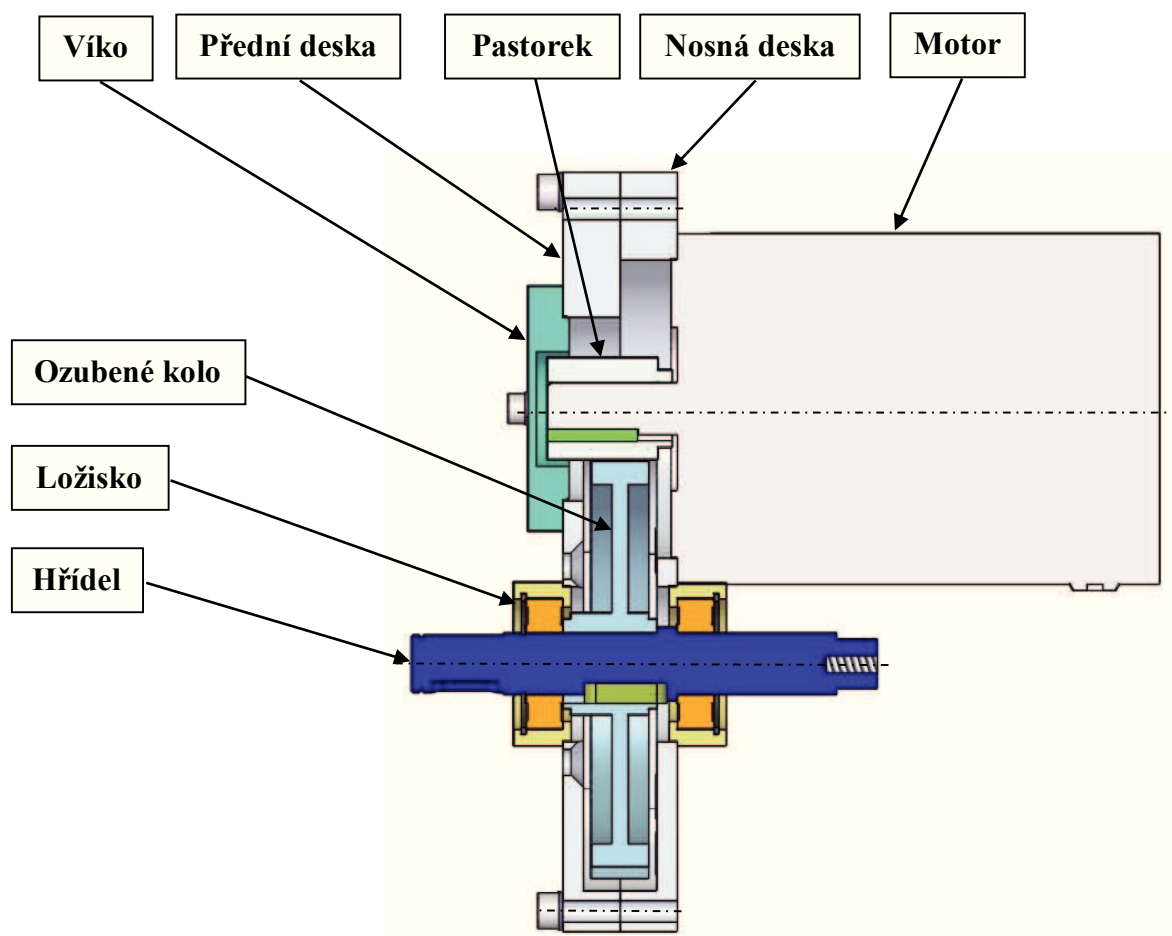
Pro přenos krouticího momentu z motoru na hřídel volím převod pomocí ozubeného soukolí s přímými zuby. Ozubené soukolí má vynikající synchronizaci, účinnost převodu a úsporu místa. Důležitým faktorem je i spolehlivost, vysoká životnost, nenáročná údržba a konstantní převodový poměr. Přímé zuby volím kvůli jednoduchosti výroby a tento faktor je pro naši aplikaci postačující. Návrhu ozubeného soukolí se podrobněji věnuji v části kontrolních výpočtů, kde jsou uvedeny všechny potřebné parametry soukolí.

Pastorek je nasazen na výstupní hřídelku motoru a spojen pomocí těsného pera. Osová vzdálenost mezi pastorkem a ozubeným kolem je dán roztečí na nosné desce, která drží i ložiska v pouzdrech.

Ozubené kolo má plný kruhový tvar. Páka vykonává pohyb v rozmezí $60 [^\circ]$, tak by stačila i $\frac{1}{4}$ výseč. Plný tvar ale volím z důvodu univerzálnosti, aby bylo páku možno nastavovat v různých polohách. Kolo je přes těsné pero spojené s hřídelí, jež je uložena v ložiscích, která jsou v pouzdrech. Ložiska v pouzdrech jsou uložena v přední desce a nosné desce, které jsou vzájemně sešroubovány. Aby nedošlo při montáži desek k excentricitě, jsou desky nejdříve spojeny kolíky. Na přední desce je víko, které slouží k doplnění maziva. Soukolí je mazáno vhodným plastickým mazivem.



Obr. 3.7 – Pohled na ozubené soukolí.



Obr. 3.8 – Řez uložením ozubeného soukolí

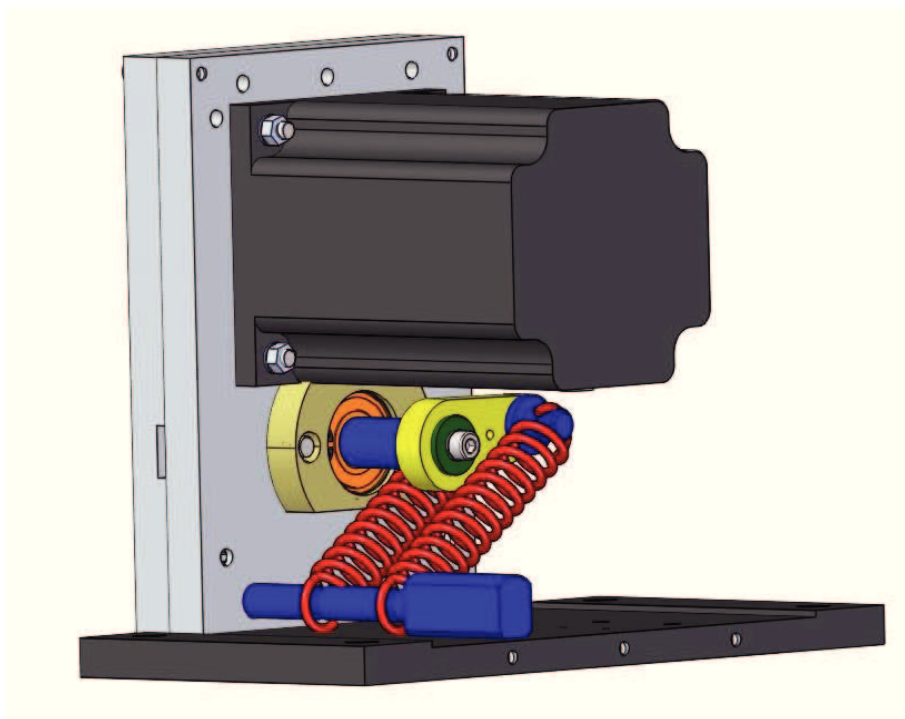
Ložiska

Ložiska jsou nakupovaným dílem. Jedná se o komplet od společnosti Misumi. Ložisko je dodáno s pouzdem ve, kterém je jištěno pojistným kroužkem. Ocelové pouzdro je ošetřeno bezproudým niklováním. Ložisko je oboustranně zapouzdřeno kontaktním pryžovým těsněním. Ložiska slouží i jako těsnící element převodové skříně. Ložiska jsou dostatečně tuhá, trvanlivost ložisek není počítána, jelikož se otáčí pouze v rozmezí 60 [°].

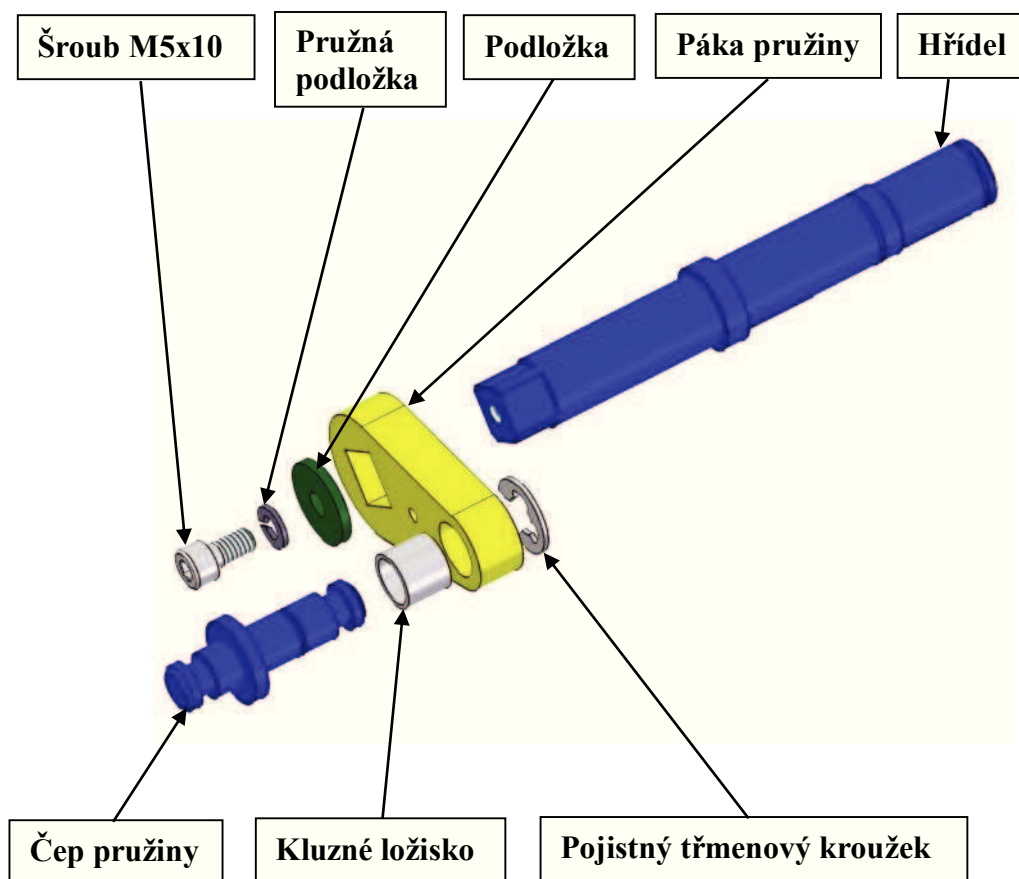
Ložiska jsou bezúdržbová.

Zpětný chod

Zpětný chod páky je potřebný např. při poruše nebo ztrátě napájení, aby se palivová páka dostala do nulové polohy a byl vypnut motor. Zpětný chod je realizován pomocí dvou tažných pružin, které jsou jedním koncem fixovány na pohyblivý čep pružiny, tím že oko pružiny je zaháknuté v drážce čepu. Pohyblivý čep je uložen v páce pružiny pomocí kluzného ložiska. Páka je spojena hranolovou plochou s hřídelí a zajištěna šroubem. Pružina je spodním okem spojena v drážce s pevně uloženým čepem. Pevně uložený čep je na jedné straně spojen dvěma šrouby se základnou a druhým koncem je vetknutý do díry v nosné desce. Tímto řešením jdou pružiny na čep lehce nasadit, případně demontovat.



Obr. 3.9 – Pohled na část vytvářející zpětný chod

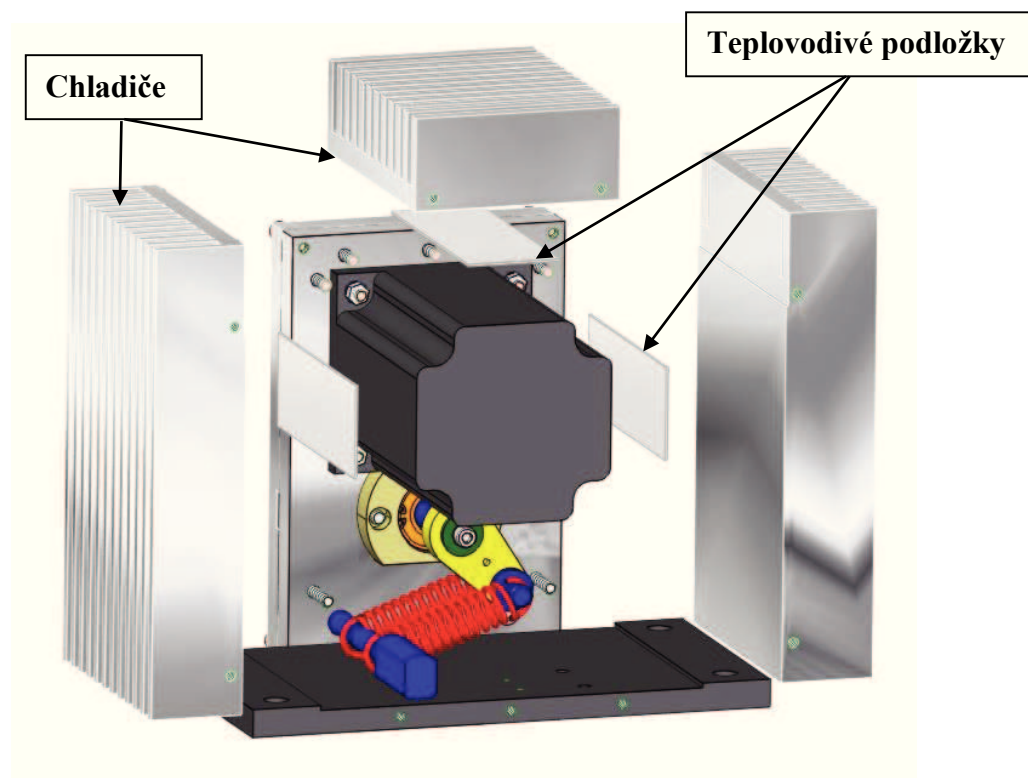


Obr. 3.10 – Sestavení páky a čepu s hřídelí.

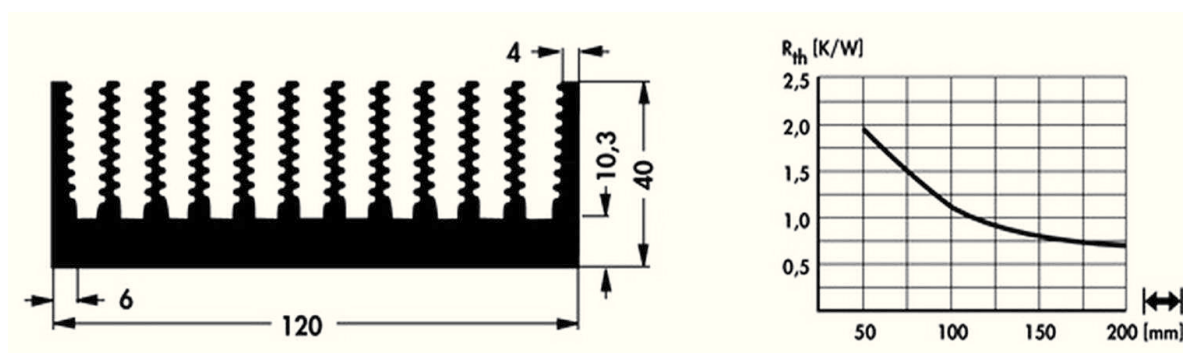
Chlazení

Krokový motor se provozní činností zahřívá a je potřebné ho chladit, aby nedošlo k jeho poškození. Nejjednodušším řešením jak vyřešit chlazení krokového motoru a zároveň vytvořit skříň pro akční člen je použití pasivních hliníkových chladičů, které budou za pomoci silikonových teplovodivých podložek o tl. 1,5 [mm] odvádět teplo z motoru. Tyto chladiče zároveň tvoří bočnice a horní kryt skříně.

Pasivní chladič je nakupovaný profil od společnosti Fischer. Jedná se o standartní lisovaný chladič SK 442. Teplotní odpor R_{th} je v rozmezí 1,9-0,7 [K/W]. Chladiče jsem raději předimenzoval, protože akční člen bude umístěn v motorovém prostoru s vyšší teplotou. Povrch chladiče je povrchově upraven eloxováním. Tím je zaručena jeho odolnost proti povětrnostním vlivům a zvýší se také mechanická otěruvzdornost povrchové vrstvy.



Obr. 3.11 – Montáž chladičů a teplovodivých podložek.



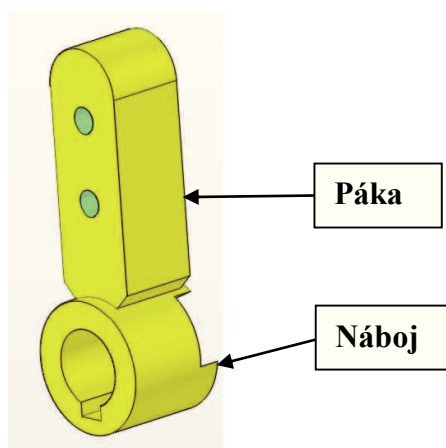
Obr. 3.12 – Rozměr chladicího profilu Fischer SK 442 a graf závislosti teplotního odporu R_{th} na délce.

Páka

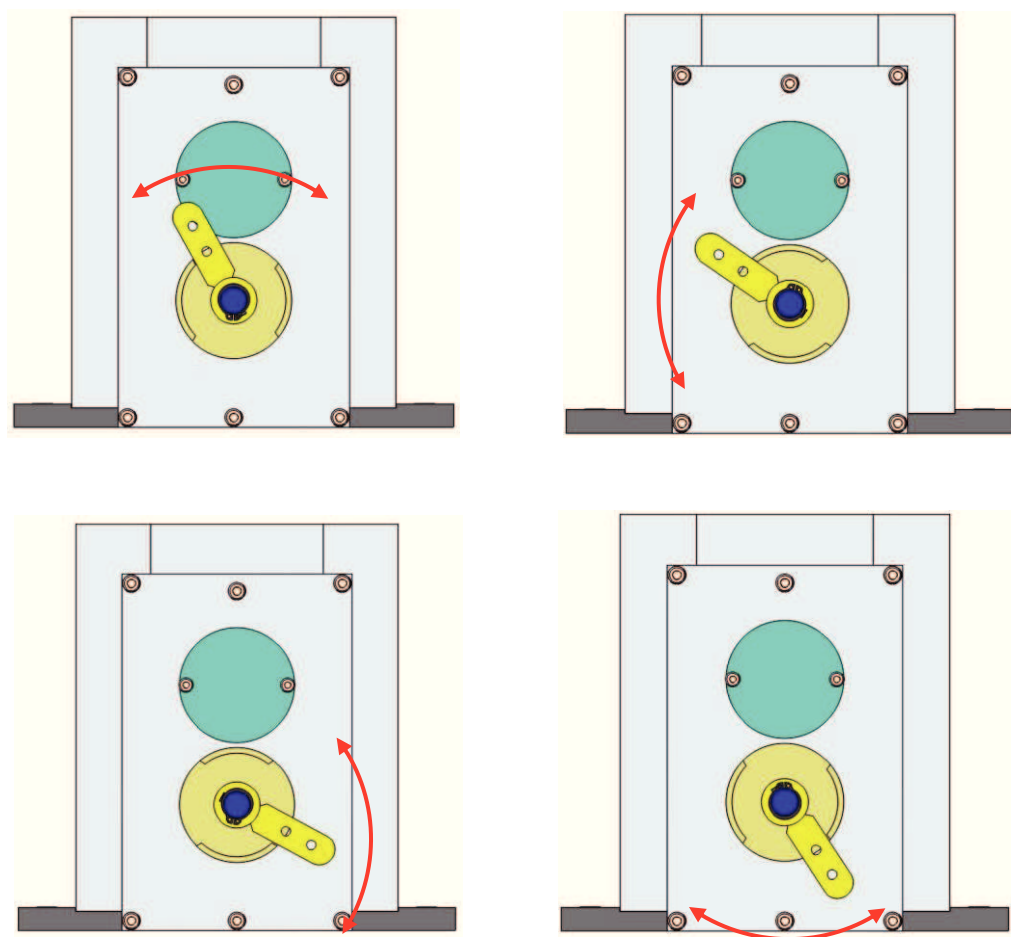
Páka je uložena na konci hřídele a přenos M_K je zajištěn pomocí těsného pera. Skládá se ze dvou částí páky a náboje, které jsou spojené koutovým svarem vedeným v drážce. Na náboji je drážka pro stahovák aby bylo možné páku demontovat a případně nahradit jinou s jiným tvarem na přání zákazníka. Páka je zajištěna proti axiálnímu posunutí pojistným kroužkem na hřídeli. V páce jsou závitové díry pro spojení s táhlem ovládajícím palivovou páku.

Polohu páky lze nastavovat po 90° (obr. 3.14). Taky je možno nastavit levý nebo pravý chod páky přehozením čepu držícím pružiny na pravou nebo levou stranu (obr. 3.15). Dorazy

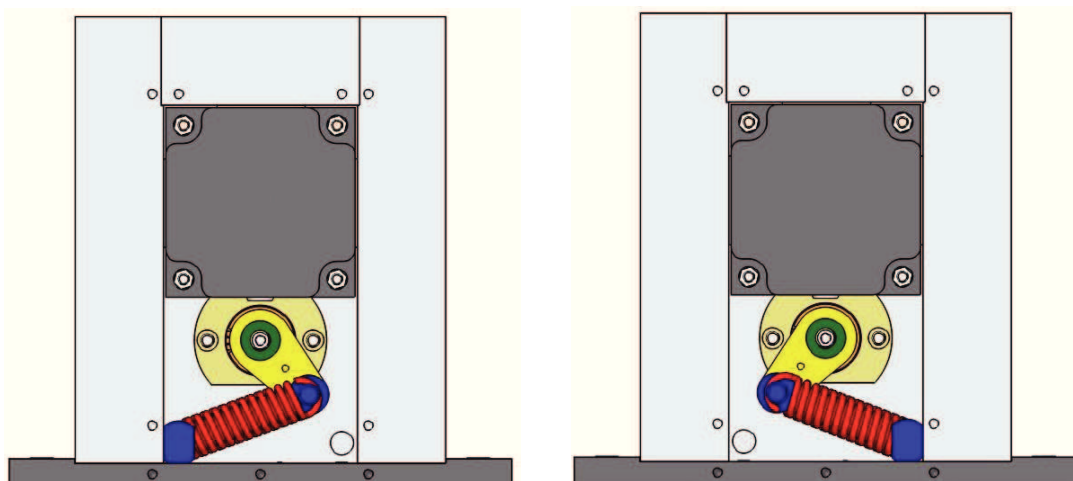
páky jsou dány konstrukcí víka, ve, kterém se páka pohybuje. Páka, náboj i víko s dorazy jsou vyrobeny z nerezavějící oceli.



Obr. 3.13 – Výstupní páka.



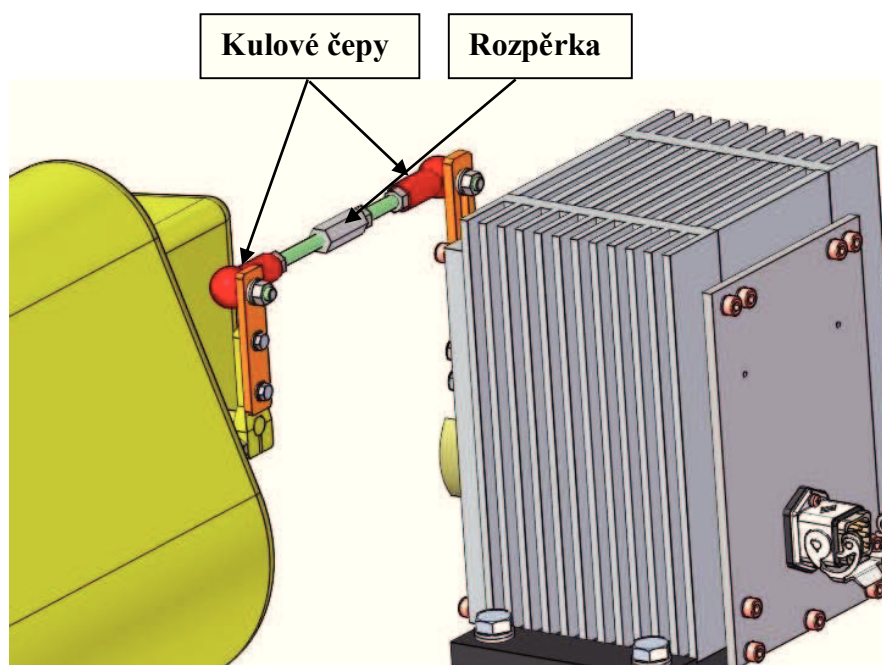
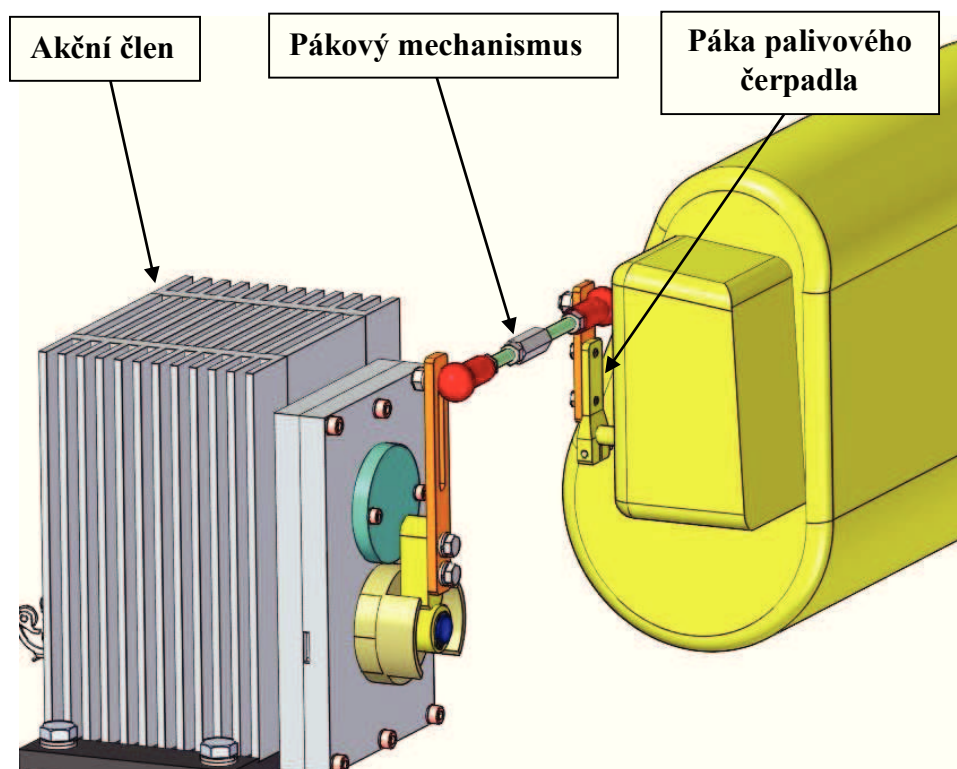
Obr. 3.14 – Možné varianty polohy páky.



Obr. 3.15 – Levý a pravý chod páky.

Spojení akčního členu s motorem

Akční člen je spojen s palivovou pákou pomocí pákového mechanismu. Pákový mechanismus je složen s kulových čepů, závitových tyčí, rozpěrky a nadstavců. Díky závitovým tyčím a rozpěrky se dá nastavovat délka mezi pákou čerpadla a pákou akčního členu. Akční člen je přišroubován čtyřmi šrouby M10 k desce, které je spojena s motorem. Pákový mechanismus se dá různě upravovat a obměňovat, tak aby pasoval na různé typy vznětových motorů.

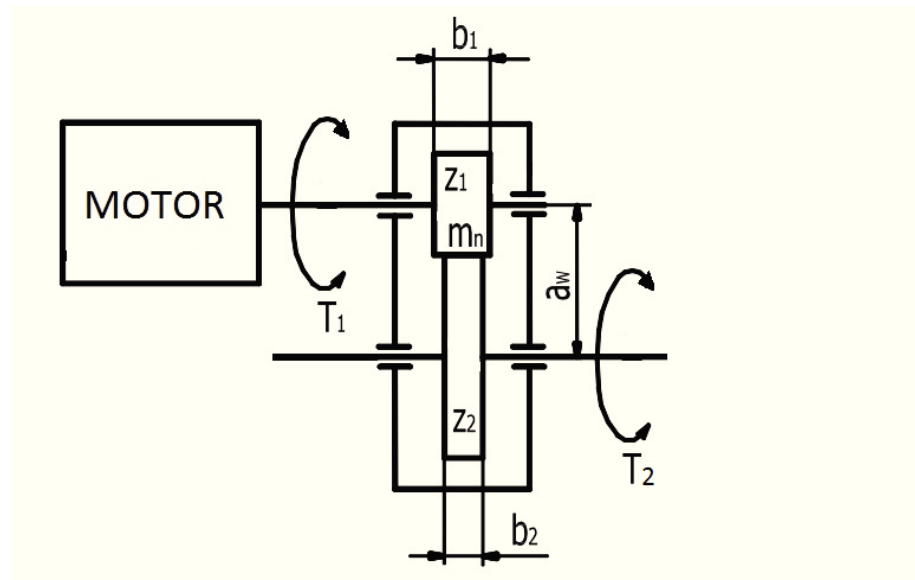


Obr. 3.16 – Spojení palivové páky motoru z akčním členem.

4. KONTROLNÍ VÝPOČTY

4.1 Výpočet ozubeného soukolí

Návrhový výpočet slouží pro předběžné stanovení rozměrů soukolí (modulu m_n , společné šířky ozubení b).



Obr. 4.1 - Uspořádání ozubeného převodu

Základní parametry

Moment na vstupu převodovky z krokového motoru:

$$T_1 = 6,5 \text{ [Nm]}$$

$$T_2 = T_1 \cdot i \cdot \mu = 6,5 \cdot 4,56 \cdot 0,99 = 29,35 \text{ [Nm]} \quad (1)$$

Počet zubů pastorku:

$$Z_1 = 18 \text{ [-]}$$

Počet zubů kola:

$$Z_2 = 82 \text{ [-]}$$

Převodový poměr:

$$i = 4,56 \text{ [-]}$$

Vstupní moment je dán výrobcem zvoleného krokového motoru. Převodový poměr je určen softwarem řídicího bloku, který přes jednotlivé kroky krokového motoru ovládá výstupní páku akčního členu, která mění polohu palivové páky. Počet zubů pastorku jsem zvolil dle rozměrových možností a doporučených hodnot podle ČSN v tabulce A6 v příloze.

Návrh modulu ozubení

Návrh normálního modulu m_n jsem provedl na počítači pomocí programu Modul, který vychází z ČSN 04 4686 – část 4. Výpočet modulu předpokládá únavové poškození zubů z namáhání v ohybu a dotyku. Na úvodní obrazovce (obr. 4.2) jsem vyplnil příslušná prázdná pole. Zadal jsem počet zubů pastorku z_1 a kola z_2 , vstupní moment T_1 . Zvolil jsem poměrnou šířku ozubení ψ_m z rozmezí (10÷25) [-]. Schéma převodu jsem zvolil č. 6 (obr. 4.3). Současně s výběrem schématu se explicitně určí velikost součinitele nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce $K_{H\beta}$ [-]. Velikost součinitele vnějších dynamických sil K_A [-] je závislá na druhu hnacího a pracovního stroje a jejich chodu. Podle tabulek A3, A4, A5 v příloze jsem určil chod jako plynulý. Další tři veličiny σ_{Hlim} , σ_{Flim} , V_{HV} , jsou určeny zvoleným materiálem pastorku. Při volbě materiálu jsem přihlížel k způsobu výroby, tepelnému zpracování a velikosti únavové pevnosti a tvrdosti. Volím konstrukční ocel s tvrzenými boky zubů z tabulky A2 přílohy. Materiál pastorku a kola volím stejný (tab.4.1).

Návrhový výpočet ozubení podle ČSN 01 4686 - část 4 © M.Němček VŠB-TU Ostrava

Typ ozubení
☒ Čelní
☐ Kuželové
☐ Hřeben

z_1 : 18
 z_2 : 82
 β : 0 [°]
 T_1 : 6.5 [N·m]
 ψ_m : 15
 Schéma: 6
 $K_{H\beta}$: 1.085
 K_A : 1.5
 σ_{Flim}^0 : 700 [MPa]
 σ_{Hlim}^0 : 1270 [MPa]
 V_{HV} : 650

Help
 Vyber
 Help
 Help
 Vyber
 Vyber
 Vyber

Iisk
 Moduly
 Konec

OHYB

$$m_n = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot T_1}{\psi_m \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}}$$

$f_F = 18$
 $K_F = K_A \cdot K_{H\beta}$
 $\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flim}^0$

DOTYK

$$d_1 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_1}{\psi_{d1} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}}$$

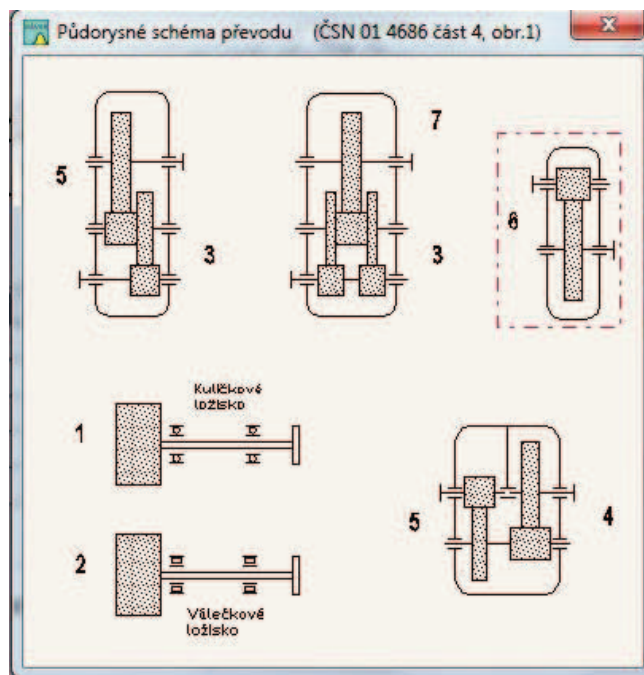
$f_H = 770 \quad (\beta = 0^\circ)$
 $f_H = 690 \quad (\beta > 0^\circ)$
 $K_H = K_A \cdot K_{H\beta}$
 $\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim}^0$
 $\psi_{d1} = \psi_m \cdot \frac{\cos \beta}{z_1}$
 $u = \frac{z_2}{z_1}$
 $m_n = d_1 \cdot \frac{\cos \beta}{z_1}$

$m_n = 1.055 \text{ [mm]}$
 $b = 15.8 \text{ [mm]}$

$m_{n \text{ ohyb}} = 0.816 \text{ [mm]}$
 $m_{n \text{ dotyk}} = 1.055 \text{ [mm]}$

<http://www.347.vsb.cz/staff/nemcek/SOFTWARE/CZ/1.htm>

Obr. 4.2 – Výpočet v programu Modul [11].



Obr. 4.3 – Volba schéma převodu [11].

Tab. – 4.1 Parametry zvoleného materiálu.

Označení materiálu	Konstrukční ocel slitinová ČSN 14220, DIN 16MnCr5, cementovaná, kalená.		
Modul pružnosti (tah, tlak)	E	206	[GPa]
Mez pevnosti v tahu	R _m	785	[MPa]
Mez kluzu v tahu	R _{p0.2}	588	[MPa]
Mez únavy v dotyku	σ _{Hlim}	1270	[MPa]
Mez únavy v ohybu	σ _{Flim}	700	[MPa]
Tvrдость zubu na boku	V _{HV}	650	[HV]
Tvrдость zubu v jádře	J _{HV}	250	[HV]

Výstupem z programu jsou dva normální moduly vypočítané z namáhání na ohyb a v dotyku. Rozhodujícím modulem je modul s vypočítanou větší hodnotou. Tuto velikost zaokrouhlím na nejbližší vyšší normalizovanou hodnotu (tab. A1 příloha).

Zvolený modul: 1,25 [-]

Společnou šířku ozubení volím tak aby vyhovovala podle ČSN 01 4686 část 4 podmínkám pro $(b/d_1)_{\max}$ a (b/m_n) vyjádřené v tab. 7 přílohy.

$$b = (13 \div 25) \cdot m_n = 13 \cdot 1,25 = 16,25 \text{ [mm]}$$

Společná šířka ozubení: 16,5 [mm]

Návrh osové vzdálenosti

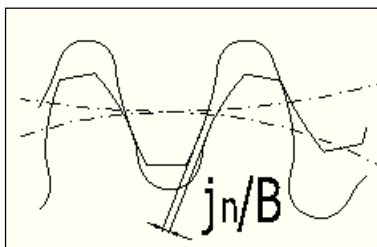
$$a_w = \frac{m_n}{2} (z_1 + z_2) = \frac{1,25}{2} (18 + 82) = 62,5 [\text{mm}] \quad (2)$$

Boční vůle v ozubení (normální)

Je to kolmá (nejmenší) vzdálenost mezi nepracovními boky zubů. Boční vůle je nutná pro vytvoření souvislé vrstvy maziva na bocích zubů a pro překlenutí výrobních nepřesností, deformací a tepelných dilatací jednotlivých členů mechanismu.

Tab. 4.2 – Volba boční vůle.

Doporučená min max. hodnota		0,047	0,190	[mm]
Zvolená boční vůle	j_n	0,1000		[mm]



Obr. 4.4 – Zobrazení boční vůle [12].

Zvolenou boční vůli jsem zvolil dle doporučených hodnot (tab. 4.2) programem pro návrh čelního ozubení MitCalc. Soukolí bude mazáno tuhým mazivem.

Po zadání boční vůle je příslušným způsobem upravena pracovní osová vzdálenost (2) tak, aby vznikla zadaná boční vůle.

Návrh korekcí na vyrovnání měrných skluzů

Volba součinitelů posunutí x_1 a x_2 je základní úloha při návrhu ozubeného soukolí, především u kol s přímými zuby. Posunutí má vliv nejen na geometrické, ale i na kinematické a pevnostní charakteristiky. Při návrhu korekcí je nutné nejprve splnit funkční požadavky a potom je možné korekce optimalizovat tak, aby zlepšovaly některé další parametry soukolí.

Korekci $x_1 = -x_2$ [-] jsem vypočetl pomocí programu MitCalc, hodnoty jsou v tabulce 4.3.

Tab. 4.3 – Korekce na vyrovnání měrných skluzů.

Typy korekcí		Pastorek	Kolo	
Přípustné podříznutí zubu (min. hodnota)		-0,222	-0,829	$\Sigma = -1,051$
Zabraňující podřezání zubu (min. hodnota)		-0,056	-0,793	$\Sigma = -0,848$
Zabraňující zúžení zubu (min. hodnota)		0,259	-3,883	$\Sigma = -3,624$
Jednotkové posunutí pastorku a kola	x	0,380	-0,380	
Součet jednotkových posunutí min. hodnota	Σx	0,000 > -2,047		
Součinitel záběru v čelní rovině	ε_α	1,578	1,578	
Součinitel záběru v čelní rovině celkový	ε_γ	1,578	1,578	
Jednotková tloušťka zubu na hlavové kružnici	s_a^*	0,506	0,830	
Velikost měrného skluzu na patě	$\vartheta_{A1}/\vartheta_{E2}$	-1,468	-1,468	
Velikost měrného skluzu na hlavě	$\vartheta_{E1}/\vartheta_{A2}$	0,594	0,594	
Součet všech měrných skluzů	$\Sigma \vartheta $	4,123		
Koeficient bezpečnosti na únavu v dotyku	S_H	2,15	2,51	
Koeficient bezpečnosti na únavu v ohybu	S_F	3,38	3,82	

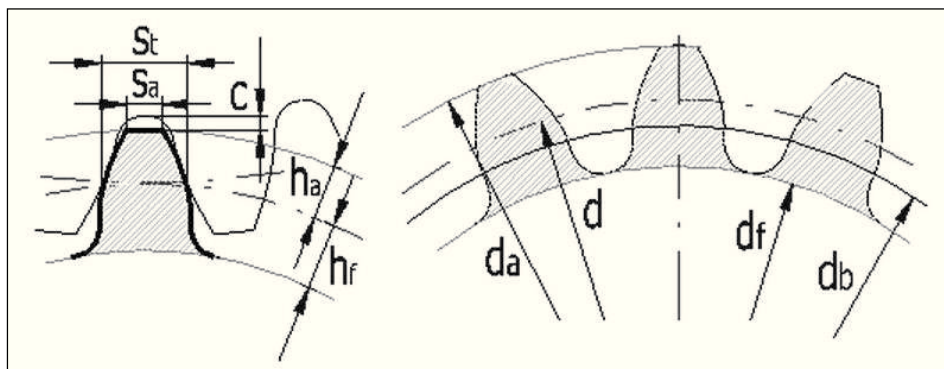
Základní rozměry ozubení

V tomto odstavci jsou přehledně vypsány všechny základní rozměrové parametry ozubení. Pro názornost uvádím obrázek těch nejdůležitějších rozměrových parametrů. Rozměrové veličiny jsem vypočetl pomocí programu MitCalc.

Tab. 4.4 – Základní rozměrové parametry ozubení.

Rozměrové veličiny		Pastorek	Kolo	Rozměr
Počet zubů	z	18	82	[-]
Šířka pastorku / kola	b	22	16,5	[mm]
Normální modul	m_n	1,250		[mm]
Tečný modul	m_t	1,250		[mm]
Čelní rozteč	p_t	3,927		[mm]
Základní rozteč	p_{tb}	3,690		[mm]
Osová vzdálenost (roztečná)	a	62,500		[mm]
Osová vzdálenost (výrobní)	a_v	62,500		[mm]
Osová vzdálenost (pracovní)	a_w	62,646		[mm]
Úhel záběru	α	20,000		[°]
Čelní úhel záběru	α_t	20,000		[°]

Průměr hlavové kružnice	d_a	25,952	105,292	[mm]
Průměr roztečné kružnice	d	22,500	102,500	[mm]
Průměr základní kružnice	d_b	21,143	96,318	[mm]
Průměr patní kružnice	d_f	20,327	99,375	[mm]
Průměr valivé kružnice	d_w	22,500	102,500	[mm]
Výška hlavy zubu	h_a	1,726	0,773	[mm]
Výška paty zubu	h_f	1,086	2,038	[mm]
Tloušťka zubu na hlavové kružnici	s_a	0,632	1,038	[mm]
Tloušťka zubu na roztečné kružnici	s_n	2,310	1,616	[mm]
Tloušťka zubu na roztečné kružnici	s_t	2,310	1,616	[mm]
Tloušťka zubu patní kružnici	s_b	2,390	3,019	[mm]
Jednotková tloušťka zubu na hlavové kružnici	s_a^*	0,506	0,830	[-]
Jednotkové přisunutí kol	Δy	-0,117		[-]
Celková jednotková korekce	$x_1 + x_2$	0,000		[-]
Jednotkové posunutí	x	0,380	-0,380	[-]



Obr. 4.5 – Značení rozměrů dle ISO (DIN) [12].

Kvalitativní ukazatele ozubení

Jedná se o parametry, které podávají informace o kvalitě navrhovaného ozubení.

Tab. 4.5 – Kvalitativní ukazatele.

Součinitel záběru v čelní rovině	ε_α	1,5785	
Součinitel celkového záběru	ε_γ	1,5785	
Kritické otáčky	n_{E1}	42101,37	[/min]
Přibližná hmotnost soukolí (plné válce)	m	1,1180	[kg]
Účinnost převodového soukolí	μ	99,16%	

Součinitele pro výpočet koeficientů bezpečnosti

Tab. 4.6

Společné pro soukolí			
Tuhost páru zubů	c'	10,793	
Záběrová tuhost ozubení	cγ	15,475	
Součinitel vnějších dynamických sil	K _A	1,000	
Součinitel vnitřních dynamických sil	K _V	1,000	
Pro výpočet bezpečnosti na dotyk			
Součinitel nerovnoměrnosti zatížení podél zubu	K _{Hβ}	1,085	
Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po obvodu	K _{Hα}	1,239	
Celkový součinitel přídatného zatížení	K _H	1,378	
Součinitel mechanických vlastností	Z _E	189,81	
Součinitel tvaru	Z _H	2,495	
Součinitel sklonu zubu	Z _β	1,000	
Součinitel dotyku	Z _ε	0,898	
Součinitel tvrdosti	Z _W	1,000	
Součinitel maziva	Z _L	1,114	1,114
Součinitel obvodové rychlosti	Z _V	0,931	0,931
Součinitel drsnosti povrchu	Z _R	0,911	0,911
Součinitel životnosti	Z _N	1,236	1,439
Součinitel jednopárového záběru	Z _B /Z _D	1,001	1,000
Pro výpočet bezpečnosti na ohyb			
Součinitel nerovnoměrnosti zatížení podél zubu	K _{Fβ}	1,101	
Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po obvodu	K _{Fα}	1,902	
Celkový součinitel přídatného zatížení	K _F	2,094	
Součinitel sklonu zubu	Y _β	1,000	
Součinitel vlivu záběru profilu	Y _ε	0,725	
Součinitel vrubové citlivosti	Y _Δ	0,997	0,990
Součinitel vlivu velikosti	Y _X	1,000	1,000
Součinitel jakosti povrchu přechodové plochy	Y _R	0,969	0,969
Koeficient střídavého zatížení	Y _A	1,000	
Součinitel technologie výroby	Y _T	1,000	
Součinitel životnosti	Y _N	0,857	1,015

Součinitel tvaru zubu (ohyb)	Y_{Fa}	2,477	2,592
Součinitel koncentrace napětí	Y_{Sa}	1,688	1,615
Součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí	Y_{FS}	4,181	4,186

Koeficienty bezpečnosti

Běžně se provádějí dva základní pevnostní výpočty a to na ohyb a na dotyk. V tomto výpočtu jsou počítány následující koeficienty bezpečnosti:

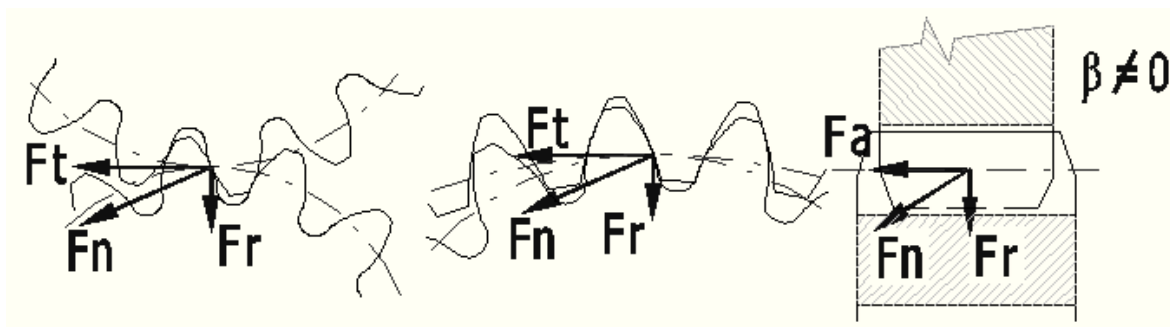
- Na únavu v dotyku S_H .
- Na únavu v ohybu S_F .
- V dotyku při jednorázovém zatížení S_{Hst} .
- V ohybu při jednorázovém zatížení S_{Fst} .

Tab. 4.7 – Koeficienty bezpečnosti.

		Pastorek	Kolo	Rozměr
Na únavu v dotyku	S_H	2,15	2,51	[-]
Na únavu v ohybu	S_F	4,34	3,82	[-]
V dotyku při jednorázovém přetížení	S_{Hst}	3,08	3,09	[-]
V ohybu při jednorázovém zatížení	S_{Fst}	8,74	6,55	[-]
Variační součinitel pro výpočet pravděpodobnosti poruchy	v_H/v_F	0,08	0,1	[-]
Pravděpodobnost poruchy	P	0,00		[%]
Jmenovité napětí v dotyku	σ_{H0}	586,06		[MPa]
Výpočtové napětí v dotyku	σ_H	688,97	688,05	[MPa]
Mez únavy v dotyku	σ_{HG}	1483,52	1726,43	[MPa]
Dovolené napětí v dotyku	σ_{HP}	1348,66	1569,48	[MPa]
Jmenovité napětí v ohybu v patě zubu	σ_{F0}	63,70	85,03	[MPa]
Výpočtové napětí v ohybu v patě zubu	σ_F	133,42	178,09	[MPa]
Mez únavy v ohybu	σ_{FG}	579,62	680,63	[MPa]
Dovolené napětí v ohybu	σ_{FP}	362,26	425,39	[MPa]

Silové poměry (síly působící na ozubení)

V zatíženém soukolí vznikají síly, které jsou přenášeny na konstrukci stroje. Pro správné dimenzování zařízení je znalost těchto sil zcela zásadní. Orientace sil je znázorněná na obrázku, velikost sil je uvedena v tomto odstavci.



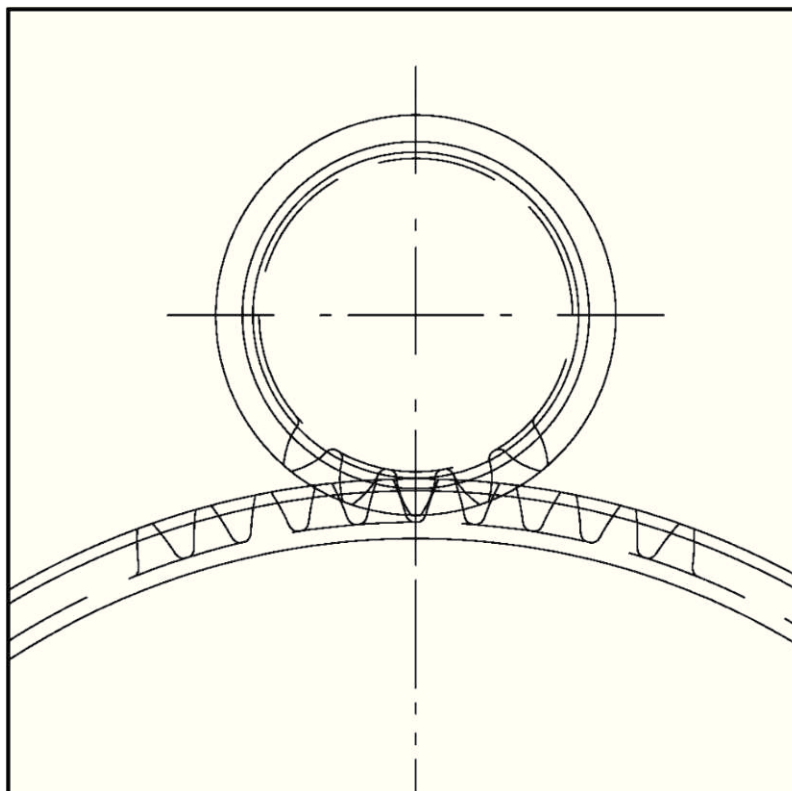
Obr. 4.6 – Orientace sil [12].

Tab. 4.8 – Velikosti jednotlivých sil

Obvodová síla	F_t	577,78	[N]
Normální síla	F_n	614,86	[N]
Axiální síla	F_a	0,00	[N]
Radiální síla	F_r	210,29	[N]
Šířkové zatížení / měrné zatížení	w_t w_t^*	35,02 28,01	[N/mm MPa]

Znázornění profilu ozubení

Navržené ozubení pastorku a kola je znázorněné na obrázku.



Obr. 4.7 – Znázornění záběru ozubení.

4.2 Návrh a výpočet pružin

Charakteristickým znakem pružin je pružná deformace, která po odlehčení pružiny mizí. Pružné deformace se dosáhne konstrukcí pružiny a volbou vhodného materiálu.

Volba materiálu pružiny

Materiál pružiny: Tažený patentovaný drát třídy DH dle EN 10270-1

Mechanické a fyzikální vlastnosti materiálu

Tab. 4.9

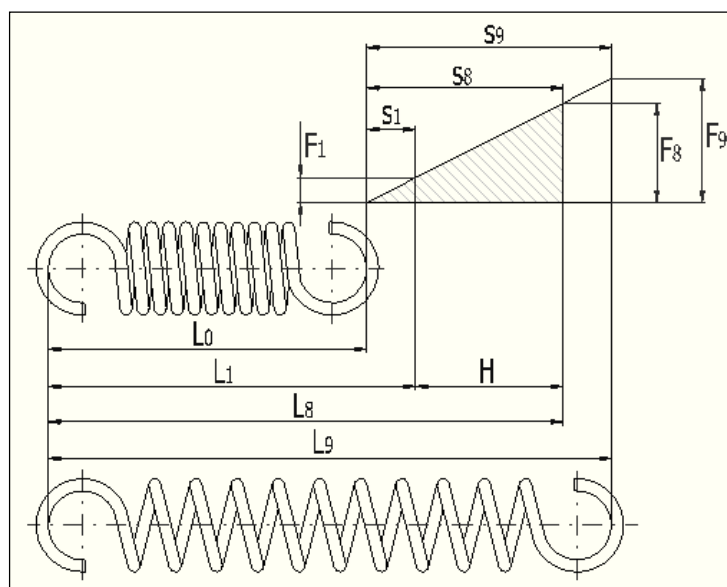
Modul pružnosti ve smyku	G	81500	[MPa]
Hustota	ρ	7850	[kg/m ³]
Mez pevnosti v tahu	R_m	1880	[MPa]
Mezní dovolené napětí v krutu	τ_D	955	[MPa]
Mezní dovolené napětí v ohybu	σ_D	1337	[MPa]

Požadované parametry pracovního cyklu

Tab. 4.10

Maximální pracovní zatížení	F_8	160	[N]
Minimální pracovní zatížení	F_1	30	[N]
Délka plně zatížené pružiny	L_8	90,0	[mm]
Požadovaný pracovní zdvih pružiny	H	30,0	[mm]
Délka před pružení pružiny	L_1	60	[mm]

$$F_1 \approx 0,2 F_8$$



Obr. 4.8 – Tažná pružina [12].

Konstanta tuhosti pružiny:

$$c = (F_8 - F_1) / H = (160 - 30) / 30 = 4,3 \text{ [N.mm}^{-1}\text{]} \quad (3)$$

Průměr drátu pružiny:

$$d' = 2 * \sqrt[3]{\frac{F_8 D}{\pi \tau_8}} [\text{mm}]; \quad (4)$$

Odhad: $D = D_e - d$, volím $d = 2 \text{ [mm]}$

$$D = 26 - 2 = 24 \text{ [mm]} \quad (5)$$

$$\tau_8 = 0,9 * \tau_D = 0,9 * 1316 = 1184,4 \text{ [MPa]} \quad (6)$$

$$d' = 2 * \sqrt[3]{\frac{F_8 D}{\pi \tau_8}} = 2 * \sqrt[3]{\frac{160 * 24}{\pi * 1184,4}} = 2,02 [\text{mm}]; \quad (7)$$

Poměr vinutí:

$$i = D/d = 24/2,02 = 11,88 \quad (8)$$

Korekční součinitel:

$$K = \frac{i + 0,2}{i - 1} = \frac{11,88 + 0,2}{11,88 - 1} = 1,11 \quad (9)$$

Korekce ϕ d drátu:

$$d = d' * \sqrt[3]{K} = 2,02 * \sqrt[3]{1,11} = 2,09 [\text{mm}] \approx 2,5 \text{ [mm]} \text{ (normalizovaný).}$$

Pak:

$$D = D_e - d = (26 - 2,5) = 23,5 \text{ [mm]} \quad (10)$$

$$i = D/d = 23,5/2,5 = 9,4 \quad (11)$$

$$K = (i + 0,2)/(i - 1) = 5,2/4 = 1,14 \quad (12)$$

$$d = d' * \sqrt[3]{K} = 2,02 * \sqrt[3]{1,14} = 2,11 [\text{mm}] \approx 2,5 \text{ [mm]} \text{ (normalizovaný).} \quad (13)$$

Kontrola poměru vinutí i:

Pro $d \leq 11,8$ [mm], platí: $4 \leq i \leq 16$ ($4 \leq 9,4 \leq 16$) – vyhovuje.

Pevnostní kontrola:

$$\tau_8 = \frac{8F_8DK}{\pi * d^3} = \frac{8 * 160 * 24 * 1,1}{\pi * 8} = 698,6 \leq 955 [MPa] \quad (14)$$

Počet činných závitů:

$$n = \frac{d^4 G}{8cD^3} = \frac{2,5^4 * 81500}{8 * 4,3 * 23,5^3} = 7,13 \text{ závitů} \quad (15)$$

Celkový počet závitů:

$$z = n + n_z = 7,13 + 2 \approx 9,13 \approx 10 \quad (16)$$

$n_z \approx 2$ – počet závěrných závitů

Určení ostatních hodnot pružiny:Volná délka pružiny:

$$l_0 = l_1 - s_1 = 60 - 7 = 53 \text{ [mm]} \quad (17)$$

$$s_1 = \frac{F_1}{c} = \frac{30}{4,3} = 7 \text{ [mm]} \quad (18)$$

Délka pružiny v mezním stavu:

$$l_{9\max} = l_0 + \frac{F_8 * \tau_D}{c * \tau_8} = 53 + \frac{160 * 955}{4,3 * 698,6} = 103,9 [mm] \quad (19)$$

$$F_9 = 218,9 \text{ [N]}$$

Délka rozvinuté pružiny:

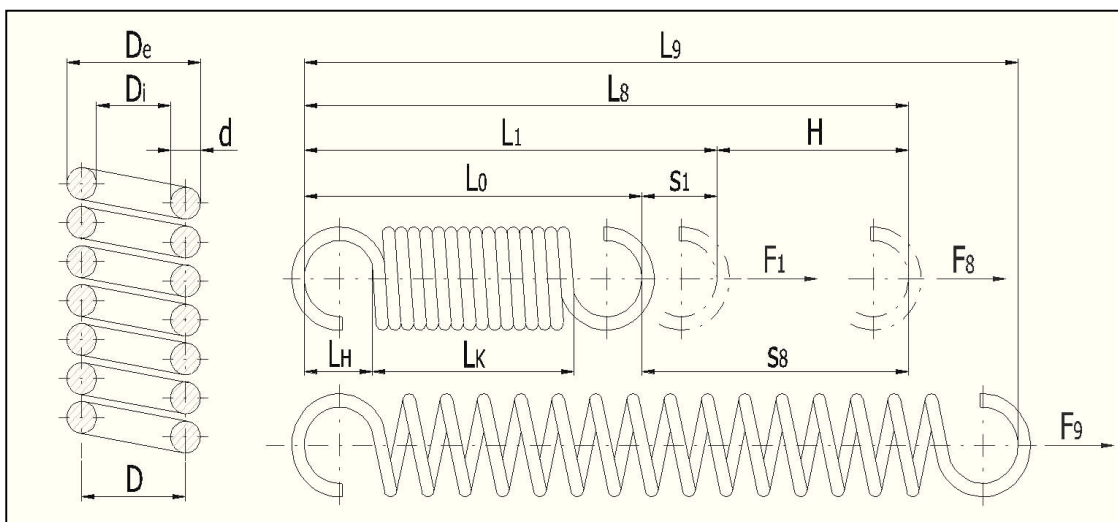
$$L \approx 3,2 * D * z = 3,2 * 23,5 * 10 = 752 \text{ [mm]} \quad (20)$$

Souhrnný výpis parametrů navržené pružiny

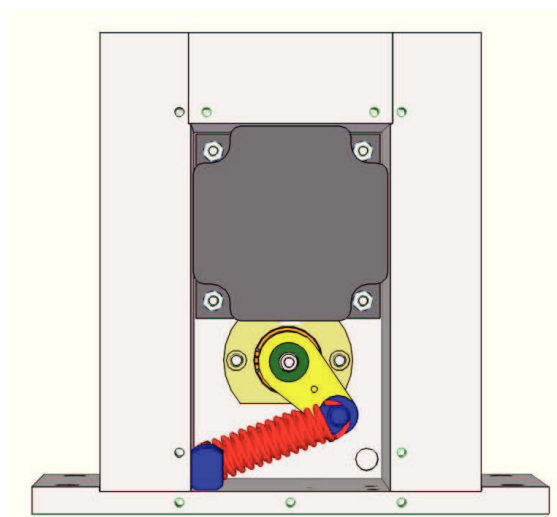
Označení: PRUŽINA 2,5x26x53x10 ČSN 02 6030.0

Tab. 4.11 - Parametry pružiny.

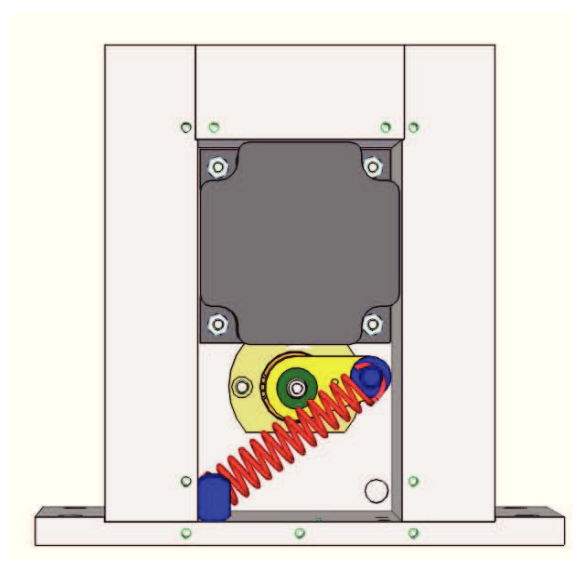
Zatížení pružiny				
Minimální pracovní zatížení	F_1	30		[N]
Maximální pracovní zatížení	F_8	160		[N]
Rozměry pružiny				
Střední průměr pružiny	D	23,5		[mm]
Průměr drátu	d	2,5		[mm]
Vnější / vnitřní průměr pružiny	D_e / D_i	26	21	[mm]
Poměr vinutí	i	9,4		[-]
Počet závitů	n	10		[-]
Volná délka pružiny	L_0	53		[mm]
Parametry nezatížené pružiny				
Předepínací síla	F_0	0		[N]
Vnitřní předpětí pružiny	τ_0	0		[MPa]
Parametry před pružené pružiny				
Deformace (roztážení) pružiny	s_1	7		[mm]
Délka pružiny	L_1	60		[mm]
Napětí pružiny	τ_1	131		[MPa]
Parametry plně zatížené pružiny				
Deformace (roztážení) pružiny	s_8	37,2		[mm]
Délka pružiny	L_8	90		[mm]
Pracovní zdvih pružiny	H	30		[mm]
Napětí pružiny	τ_8	698,6		[MPa]
Parametry pružiny ve stavu mezním				
Mezní zatížení pružiny	F_9	218,9		[N]
Mezní deformace / délka pružiny	s_9 / L_9	50,9	103,9	[mm]
Fyzikální a mechanické vlastnosti pružiny				
Tuhost pružiny	c	4,3		[N/mm]
Rozvinutá délka drátu	l	752		[mm]



Obr. 4.9 – Rozměry tažné pružiny [12].



Obr. 4.10 – Akční člen v poloze 0, pružina v před pruženém stavu.



Obr. 4.11 Akční člen v max. otevřené poloze, pružina plně zatížena.

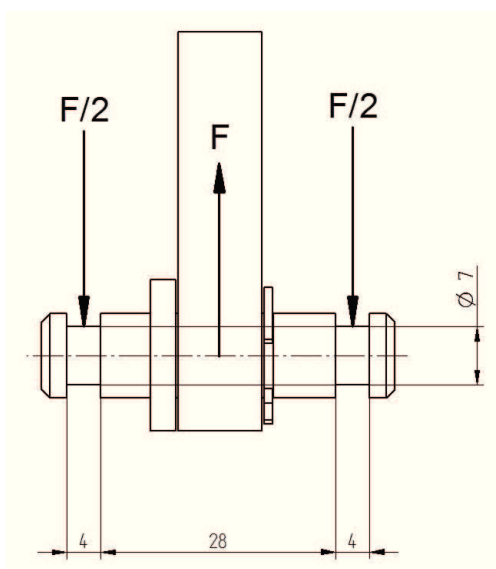
4.3 Pevnostní kontrola čepů

Kontrolu čepů provádím pro čepy namáhané tažnou pružinou. Čep kontroluji na otláčení, smyk a ohybové napětí.

Materiál čepu: 12 050.1 [5];

Mez kluzu: $R_{e\ min} = 325$ [MPa] [5]

Koeficient statické bezpečnosti: $K_S = 2$ [-] [3]



Obr. 4.12 – Schéma zatížení čepu.

e – velikost drážky pro pružinu, $e = 4$ [mm]

d – průměr čepu, $d = 7$ [mm]

f – vzdálenost mezi uložením čepu, $f = 28$ [mm]

$F/2$ – zatěžující síla od jedné pružiny, $F/2 = 160$ [N]

$F = 320$ [N]

Kontrola na otláčení

$$p_1 \leq p_D$$

$$p_1 = \frac{F}{2 \cdot e \cdot d} \leq p_D \quad (21)$$

$$p_1 = \frac{320}{2 \cdot 4 \cdot 7} \leq p_D \quad (22)$$

$$5,7 < 120 \text{ [MPa]}$$

Čep vyhovuje.

Kde p_1 tlak působící v místě uložení čepu [MPa]

p_D dovolený tlak, $p_D = 120$ [MPa] [3]

Kontrola čepu na smyk

$$\tau_S \leq \tau_D$$

$$\frac{\frac{F}{2}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} \leq \tau_D \quad (23)$$

$$4,15 < 70 \text{ [MPa]}$$

Čep vyhovuje.

Kde τ_S smykové napětí [MPa]

τ_D dovolené smykové napětí, $\tau_D = 70$ [MPa] [5]

Kontrola čepu na ohyb

$$\sigma_o \leq \sigma_{oDOV}$$

$$\frac{M_o}{W_o} \leq \frac{R_e}{K_s} \quad (24)$$

$$\frac{F \cdot \frac{e}{2} + f + \frac{e}{2}}{\frac{\pi}{32} \cdot d^3} \leq \frac{R_e}{K_s}$$

$$\frac{160 \cdot \frac{2 + 28 + 2}{2}}{\frac{\pi}{32} \cdot 7^3} \leq \frac{325}{2}$$

$$76 \leq 162 \text{ [MPa]}$$

Čep vyhovuje.

Kde σ_o napětí v ohybu [MPa]

σ_{oDOV} dovolené napětí v ohybu [MPa]

M_o ohybový moment [N.mm]

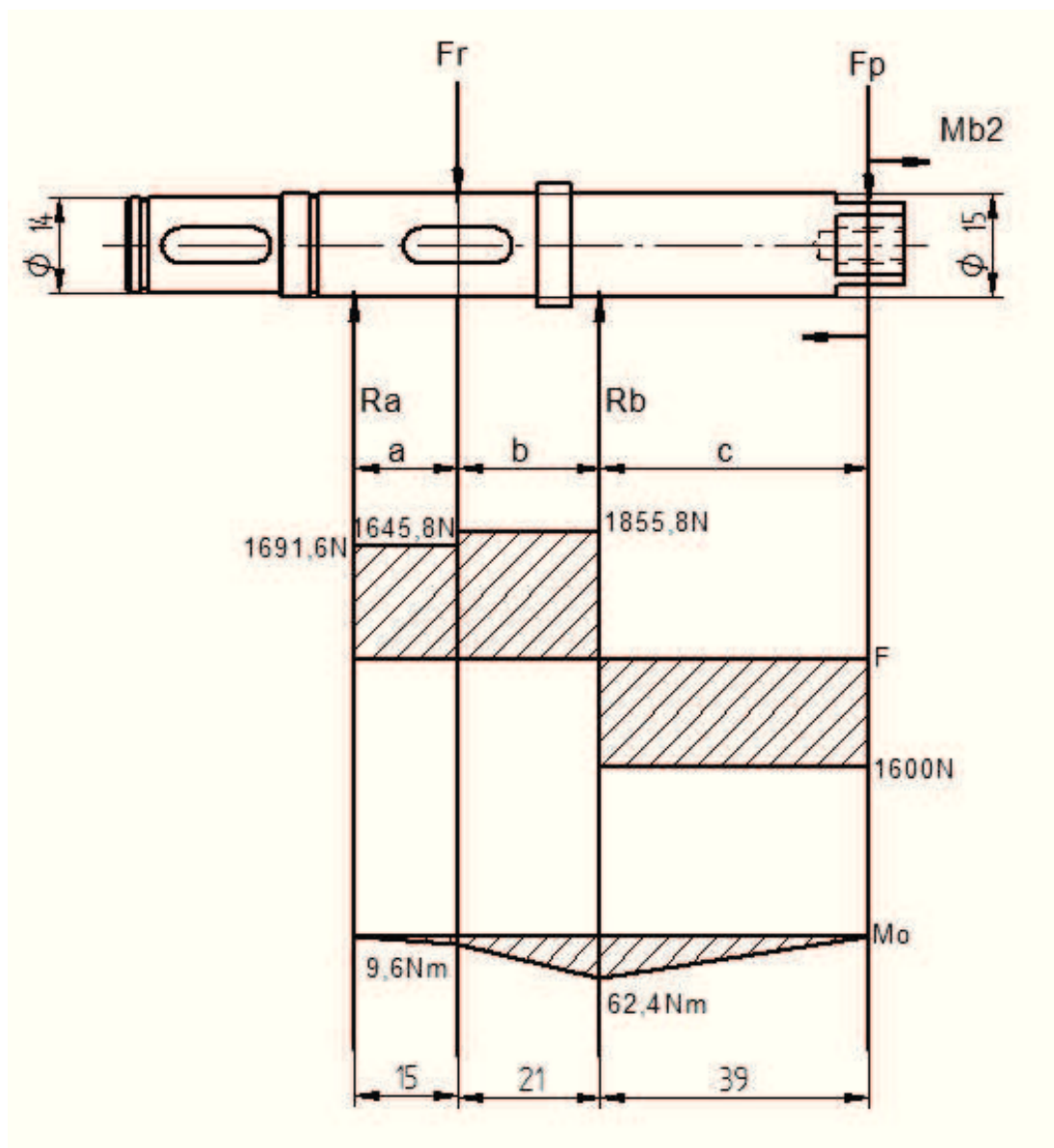
W_o modul průřezu v ohybu [mm³]

4.4 Návrh hřídele, pevnostní kontrola

Na hřídel působí přes ozubené kolo radiální síla F_r [N] a ohybový moment od páky pružin M_b [N.m]. Materiál k výrobě hřídele jsem zvolil ocel 14 220. Dovolené napětí v ohybu pro ocel 14220 je $\sigma_D = 150$ [MPa] [5].

$$F_r = 210 \text{ [N]}$$

$$M_b = 12 \text{ [Nm]}$$



Obr. 4.13 – Průběh zatížení na hřídeli.

Výpočet zatěžující síly od páky pružin:

$$F_p = \frac{M_b}{\frac{d}{2}} = \frac{12}{\frac{0,015}{2}} = 1600 \text{ [N]} \quad (25)$$

Výpočet reakcí:

$$\sum M_{ob} = -F_p \cdot 39 - F_r \cdot 21 + R_b \cdot 36 \quad (26)$$

$$R_b = \frac{F_p \cdot 75 + F_r \cdot 15}{36} = \frac{1600 \cdot 75 + 210 \cdot 15}{36} = 1855,8 \text{ [N]}$$

$$\sum F_y = 0 \quad (27)$$

$$R_a + R_b - F_p - F_r = 0$$

$$R_a = F_p + F_r - R_b = 1600 + 210 - 1855,8 = 45,8 \text{ [N]}$$

Maximální ohybový moment se nachází v místě působení síly F_p :

$$M_{omax} = R_a \cdot 75 = 45,8 \cdot 75 = 3435 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (28)$$

Redukovaný moment:

$$M_{red} = \sqrt{M_{omax}^2 + \frac{3}{4} \cdot M_b^2} = \sqrt{3435^2 + \frac{3}{4} \cdot 12000^2} = 10945,3 \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (29)$$

Kontrola namáhání:

$$\sigma \leq \sigma_D$$

$$\sigma = \frac{M_{red}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{10945,3}{\frac{\pi \cdot 15^3}{32}} = 33 \text{ [MPa]} \quad (30)$$

$$33 \leq 150 \text{ [MPa]}$$

Hřídel vyhovuje.

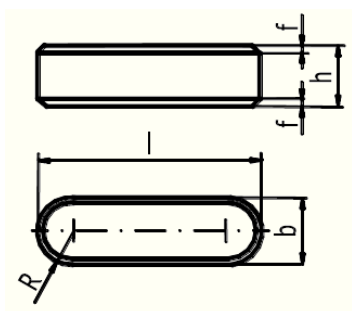
Kde σ napětí v ohybu [MPa]

σ_D dovolené napětí v ohybu, $\sigma_D = 150 \text{ [MPa]}$ [5]

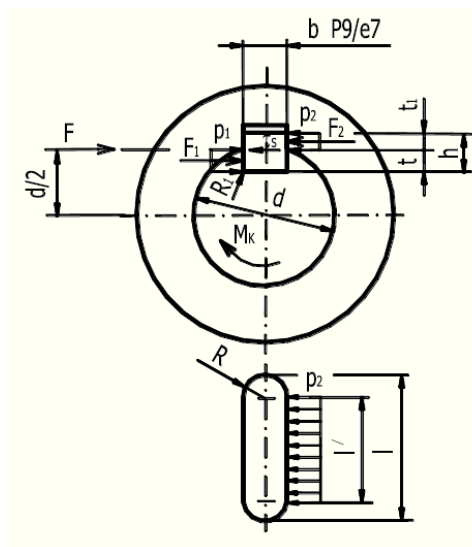
2.4 Návrh a výpočet spojení pomocí hřídelového těsného pera

Spojení mezi hřídeli a pákou

Podle stanoveného průměru hřídele $d=14[\text{mm}]$ zvolím z ČSN 02 2562 normalizovaný průřez pera $b \times h$ znázorněného na obr. 4.18 a určím hloubku drážky v náboji t_1 (obr. 4.19).



Obr. 4.14 – Rozměry pera [4].



Obr. 4.15 – Namáhání spoje [4].

Náboj ukládáme na hřídel s minimální vůlí, tj. d H8/h7. Potřebnou délku pera l [mm] určím z pevnostní kontroly spoje. Krouticí moment se přenáší boky pera a drážek. Spoj je namáhán na otlačení bočních ploch pera a drážek náboje a hřídele. V pevnostním výpočtu se předpokládá, že tlaky p_1 a p_2 jsou na kontaktních plochách rozloženy rovnoměrně. Poněvadž v náboji je otláčována jen přímá část boku pera délky l' a hloubka drážky je $t_1 < t$, platí $p_2 > p_1$. Z kontroly kritického tlaku p_2 určím účinnou délku pera.

$$p_2 = \frac{F_2}{l' t_1} \leq p_{D2} \quad (31)$$

$$l' \geq \frac{F_2}{p_{D2} t_1} = \frac{2484,5}{130 \cdot 2,1} = 9,1[\text{mm}]$$

$$F_2 = \frac{M_K}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{20000}{\frac{14}{2} + \frac{2,1}{2}} = 2484,5[\text{N}]$$

Velikost dovoleného tlaku p_{D2} se volí pro ocelový náboj $p_{D2} = (100-150)$ [MPa] v závislosti na charakteru zatížení. Potřebnou délku pera vypočtete pomocí vztahu:

$$l = l' + b = 9,1 + 5 = 14,1[\text{mm}] \quad (32)$$

Volím $l = 16$ [mm]

Navržené těsné pero pro přenos krouticího momentu z hřídele na páku:

PERO 5e7x5x16 ČSN 02 2562

Stejné těsné pero je použité i pro přenos krouticího momentu z ozubeného kola na hřídel.

Spojení mezi hřídeli motoru a pastorkem

Podle stanoveného průměru výstupního hřídele motoru $d=10$ [mm] zvolím z ČSN 02 2562 normalizovaný průřez pera 3 x 3.

$$p_2 = \frac{F_2}{l \cdot t_1} \leq p_{D2} \quad (33)$$

$$l' \geq \frac{F_2}{p_{D2} \cdot t_1} = \frac{1500}{130 \cdot 2,1} = 8,9 [\text{mm}]$$

$$F_2 = \frac{M_K}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{8500}{\frac{10}{2} + \frac{1,3}{2}} = 1500 [N]$$

$$l = l' + b = 8,9 + 3 = 11,9 [\text{mm}] \quad (34)$$

Volím $l = 12$ [mm]

Navržené těsné pero: PERO 3e7x3x12 ČSN 02 2562

ZÁVĚR

Ve své bakalářské práci jsem řešil návrh akčního členu pro řízení palivové páky vstřikovacího čerpadla vznětového motoru, který je přednostně určen pro železniční vůz řady 810 a lokomotivu 753. Nejdříve jsem se seznámil s těmito vozy a popsal je v úvodní rešerši. Následně jsem se ještě zabýval popisem palivových soustav vznětových motorů, které společně s akčním člen vytvářejí celek.

Po úvodní rešerši jsem přistoupil k realizaci technického řešení. Nejdříve jsem popsal stávající stav ovládání palivové páky. Následně jsem specifikoval požadavky kladené na řešenou aplikaci do požadavkového listu. Podle těchto požadavků jsem se zabýval otázkou vytvoření optimální varianty. Realizoval jsem dvě varianty řešení a vytvořil jejich hrubou stavební strukturu. Srovnáním jednotlivých vlastností jsem následně vybral lepší variantu, kterou jsem konstrukčně řešil. Při návrhu konstrukce vybraného řešení jsem se hlavně zaměřil na jednoduchá řešení, technologičnost konstrukce, použití normalizovaných dílů, orientaci na nakupované díly, snadnou montáž a demontáž bez použití speciálních přípravků, minimální nároky na údržbu a univerzálnost použití chodu páky. V jednotlivých krocích jsem detailně popsal jednotlivé konstrukční celky.

V poslední kapitole jsem provedl kontrolní výpočty důležitých částí. Jedná se o výpočet ozubeného soukolí, tažných pružin, čepů, hřídele, těsných per. Příloha práce obsahuje výkresovou dokumentaci, která obsahuje sestavný výkres a jednotlivé výrobní výkresy dílců.

Podařilo se mi navrhnout jednoduché, rozměrově přijatelné zařízení, které je schopno vykonávat funkci řízení palivové páky. Zařízení může být aplikováno v kterémkoliv motoru, kde nastane potřeba elektronického řízení motoru.

LITERATURA

- [1] BITTNER, J., KŘENEK, J. SKÁLA, B., ŠRÁMEK, M. *Malý atlas lokomotiv 2013*. Praha: Gradis Bohemia, s.r.o, 2012. 400 s. ISBN 978-80-86925-12-7.
- [2] GSCHIEDLE, R. *Příručka pro automechanika*. Praha: Europa - Sobotáles, 2007, 685 s. ISBN 978-80-86706-17-7.
- [3] KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava 2008. 128 s. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [4] KALÁB, K. *Návrh a výpočet spojů pro přenos krouticího momentu z hřídele na náboj*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2003. 30 S. ISBN 80-248-0542-1
- [5] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Úvaly: ALBRA, 2003. 868 s. ISBN 80-86490-74-2.
- [6] MORAVEC, V. *Konstrukce strojů a zařízení II. Čelní ozubená kola*. Vydavatelství Montanex, a.s., Ostrava, 2001. 291 s. ISBN 80-7225-051-5.

Internet

- [7] Lokomotiva 753 [online]. [cit. 9. března 2014]. Dostupné na World Wide Web: http://cs.wikipedia.org/wiki/Lokomotiva_753.
- [8] Řada 753 (T478.3) [online]. [cit. 9. března 2014]. Dostupné na World Wide Web: <http://www.zelpage.cz/atlasloko.php?id=753>.
- [9] Motorový vůz 810 [online]. [cit. 9. března 2014]. Dostupné na World Wide Web: cs.wikipedia.org/wiki/Motorový_vůz_810.
- [10] Řada 810 (ex M 152.0) [online]. [cit. 9. března 2014]. Dostupné na World Wide Web: <http://www.zelpage.cz/atlasloko.php?id=810>.

Software

- [11] Němček M.: Program Modul – Návrhový výpočet ozubení podle ČSN 01 4686 část 4, 5/2007
- [12] MITCalc: MITCalc verze 1.61, 2003-2011

SEZNAM PŘÍLOH

A – Tabulky k návrhu soukolí

Tab. A1 – Řada normalizovaných modulů podle ČSN 01 4608.

Řada 1	Řada 2	Řada 1	Řada 2	Řada 1	Řada 2	Řada 1	Řada2
0,05	..	0,5	..	5	..	50	..
..	0,055	..	0,55	..	5,5	..	55
0,06	..	0,6	..	6	..	60	..
..	0,07	..	0,7	..	7	..	70
0,08	..	0,8	..	8	..	80	..
..	0,09	..	0,9	..	9	..	90
0,1	..	1	..	10	..	100	..
..	0,11	..	1,125	..	11		
0,12	..	1,25	..	12	..		
..	0,14	..	1,375	..	14		
0,15	..	1,5	..	16	..		
..	0,18	..	1,75	..	18		
0,2	..	2	..	20	..		
..	0,22	..	2,25	..	22		
0,25	..	2,5	..	25	..		
..	0,28	..	2,75	..	28		
0,3	..	3	..	32	..		
..	0,35	..	3,5	..	36		
0,4	..	4	..	40	..		
..	0,45	..	4,5	..	45		

Tab. A2 – Volba materiálových parametrů.

Označení materiálu dle DIN 1693	R_m	$R_{p(0.2)}$	J_{HV}	V_{HV}	σ_{Hlim}	σ_{Flim}
	[MPa]	[MPa]	[HV]	[HV]	[MPa]	[MPa]
Tvárná litina GGG-60	600	370	190	190	430	315
Tvárná litina GGG-70	700	420	230	230	510	325
Tvárná litina GGG-80 zušlechtěná	800	480	250	250	550	345
Ocel na odlitky uhlíková GS-52 normalizačně žíhaná	500	260	150	150	420	300
Ocel na odlitky uhlíková GS-60 normalizačně žíhaná	590	300	180	180	480	336
Ocel na odlitky slitinová 36 Mn normalizačně žíhaná	700	340	210	210	540	372
Ocel na odlitky slitinová 36 Mn 5 zušlechtěná	750	400	220	220	560	384
Ocel na odlitky slitinová GS - 17CrMoV5 11 normalizačně žíhaná	650	380	200	200	520	360
Ocel na odlitky slitinová GS - 17CrMoV5 11 zušlechtěná	800	550	245	245	610	414
Konstrukční ocel St50 - 2 tepelně nezpracovaná	490	265	150	150	370	330
Konstrukční ocel St52 - 3 (DIN 17120) tepelně nezpracovaná	510	333	155	155	380	336
Konstrukční ocel St60 - 2 (DIN1652/2) tepelně nezpracovaná	588	314	175	175	420	360
Konstrukční ocel St70 - 2 tepelně nezpracovaná	686	363	205	205	480	396
Konstrukční ocel ušlechtilá uhlíková Ck 45 normalizačně žíhaná	540	325	155	155	430	356
Konstrukční ocel ušlechtilá uhlíková Ck 45 zušlechtěná	640	390	200	200	520	410
Konstrukční ocel ušlechtilá uhlíková Ck 60 normalizačně žíhaná	660	380	200	200	520	410
Konstrukční ocel ušlechtilá uhlíková Ck 60 zušlechtěná	740	440	235	235	590	452
Konstrukční ocel ušlechtilá legovaná 37 Cr 4 zušlechtěná	883	637	285	285	690	512

Označení materiálu dle DIN 1693	R_m	R_{p(0.2)}	J_{HV}	V_{HV}	σ_{Hlim}	σ_{Flim}
	[MPa]	[MPa]	[HV]	[HV]	[MPa]	[MPa]
Konstrukční ocel ušlechtilá legovaná 31NiCr 14 zušlechťená	932	785	290	290	700	518
Ocel na odlitky uhlíková GS-60 povrchově kalená po boku	590	300	180	600	1140	316
Ocel na odlitky uhlíková 36 Mn 5 povrchově kalená po boku	700	340	210	600	1140	352
Konstrukční ocel ušlechtilá Ck 50 povrchově kalená po boku	640	390	200	600	1140	390
Konstrukční ocel ušlechtilá 37 Cr 4 povrchově kalená po boku	785	539	250	600	1140	450
Konstrukční ocel ušlechtilá 42 CrV 6 povrchově kalená po boku	980	850	315	600	1160	528
Konstrukční ocel ušlechtilá 42CrV6 povrchově kalená mezerově	980	850	315	600	1160	705
Konstrukční ocel ušlechtilá 34CrNiMo6 povrchově kalená mezerově	965	750	300	600	1160	705
Konstrukční ocel ušlechtilá 34CrNiMo6 povrchově kalená mezerově	965	750	300	500	1060	655
Konstrukční ocel legovaná 42MnV7 nitridovaná	800	620	250	550	930	580
Konstrukční ocel legovaná 30CrV9 nitridovaná	800	600	250	800	1180	705
Konstrukční ocel legovaná 30CrMoV9 nitridovaná	800	600	250	800	1180	705
Konstrukční ocel legovaná 34CrNiMo6 nitridovaná	965	750	300	750	1180	730
Konstrukční ocel legovaná 37 Cr 4 nitrocementovaná kalená	1570	1350	485	615	1288	740
Konstrukční ocel uhlíková Ck 10 cementovaná kalená	440	275	135	650	1210	500
Konstrukční ocel uhlíková Ck 15 cementovaná kalená	495	295	150	650	1210	500
Konstrukční ocel legovaná 16MnCr5 cementovaná kalená	785	588	250	650	1270	700

Označení materiálu dle DIN 1693	R_m	R_{p(0.2)}	J_{HV}	V_{HV}	σ_{Hlim}	σ_{Flim}
	[MPa]	[MPa]	[HV]	[HV]	[MPa]	[MPa]
Konstrukční ocel legovaná 15NiCr6 cementovaná kalená	880	635	285	650	1270	700
Konstrukční ocel legovaná 14NiCr14 cementovaná kalená	932	735	300	650	1270	700
Konstrukční ocel ušlechtilá Ck 60 karbonitridovaná	740	440	235	235	800	650
Konstrukční ocel ušlechtilá Ck 60 karbonitridovaná	740	440	235	235	800	650
Konstrukční ocel uhlíková Ck 50 povrchově kalená mezerově	640	390	200	600	1140	605
Konstrukční ocel slitinová 37 Cr 4 povrchově kalená mezerově	785	539	250	600	1140	605
Šedá litina GG-20	200	100	200	200	340	95
Šedá litina GG-25	250	125	220	220	350	105
Šedá litina GG-30	300	150	240	240	360	120

Tab. A3 – Orientační hodnoty součinitele K_A pro vliv vnějších dynamických sil.

Zatěžování převodovky hnacím strojem	Zatěžování převodovky hnaným (pracovním) strojem			
	plynulé	s malou nerovno- měrností	se střední nerovno- měrností	s velkou nerovno- měrností
plynulé	1,0	1,25	1,5	1,75
s malou nerovnoměrností	1,1	1,35	1,6	1,85
se střední nerovnoměrností	1,25	1,50	1,75	2,0
s velkou nerovnoměrností	1,5	1,75	2,0	2,25

Tab. A4 – Příklady pracovních strojů s různým charakterem zatěžování převodovky.

Zatěžování převodovky	Druh pracovního stroje
plynulé	generátor, dopravník (pásový, deskový, šnekový), lehký výtah, soukolí posuvu obráběcího stroje, větrák, turbodmychadlo, turbokompresor, míchadlo na materiál konstantní hustoty
s malou nerovnoměrností	generátor, zubové čerpadlo, rotační čerpadlo
se střední nerovnoměrností	hlavní pohon obráběcího stroje, těžký výtah, otoč jeřábu, důlní větrák, napáječka, míchadlo na materiál s proměnnou hustotou, víceválcové pístové čerpadlo
s velkou nerovnoměrností	lis, nůžky, kalandr na pryž, válcovací stolice, lopatové rýpadlo, těžká odstředivka, těžká napáječka, vrtná soustava, briketovací lis, hnětací stroj

Tab. A5 – Příklady hnacích strojů s různým charakterem zatěžování převodovky.

Zatěžování převodovky	Druh hnacího stroje
plynulé	elektromotor, parní turbína, plynová turbína
s malou nerovnoměrností	hydromotor, parní turbína, plynová turbína
se střední nerovnoměrností	víceválcový spalovací motor
s velkou nerovnoměrností	jednoválcový spalovací motor

Tab. A6 – Doporučené počty zubů pastorku z_1 podle ČSN 01 4686.

	i			
	1	2	4	8
obě kola normalizačně žíhaná	32 až 60	29 až 55	25 až 50	22 až 45
obě kola zušlechtěná	32 až 60	29 až 55	25 až 50	22 až 45
pastorek povrchově tvrzený (mimo nitridace), kolo povrchově netvrzené	22 až 40	20 až 36	17 až 32	15 až 29
obě kola povrchově tvrzená (mimo nitridace)	15 až 24	14 až 21	12 až 18	10 až 16
obě kola nitridovaná	24 až 40	21 až 35	19 až 31	16 až 26

Tab. A7 – Doporučené hodnoty $(b/d_1)_{\max}$, (b/m_n) pro oboustranně symetricky uložená soukolí.

	$(b/d_1)_{\max}$	b/m_n			
		i			
		1	2	4	8
obě kola normalizačně žíhaná	1,6	51 až 96	46 až 88	40 až 80	35 až 72
obě kola zušlechtěná	1,4	45 až 84	41 až 77	35 až 70	31 až 63
pastorek povrchově tvrzený (mimo nitridace), kolo povrchově netvrzené	1,4	31 až 55	28 až 50	24 až 45	21 až 40
obě kola povrchově tvrzená (mimo nitridace)	1,1	17 až 26	15 až 23	13 až 20	11 až 18
obě kola nitridovaná	0,8	19 až 32	17 až 28	15 až 25	13 až 21

B – Výkresová dokumentace

Tab. B1 – Seznam výkresů.

Číslo výkresu	Název	Formát
DÍLCE		
2014.1.SCE.0.001	Chladič levý	A3
2014.1.SCE.0.002	Chladič pravý	A3
2014.1.SCE.0.003	Chladič horní	A3
2014.1.SCE.0.004	Hřídel	A3
2014.1.SCE.0.005	Ozubené kolo	A3
2014.1.SCE.0.006	Přední deska	A3
2014.1.SCE.0.007	Nosná deska	A3
2014.1.SCE.0.008	Náboj	A3
2014.1.SCE.0.009	Víko	A3
2014.1.SCE.0.010	Víko s dorazy	A3
2014.1.SCE.0.011	Zadní kryt	A3
2014.1.SCE.0.012	Základna	A3
2014.1.SCE.0.013	Páka pružiny	A3
2014.1.SCE.0.014	Čep pružiny	A4
2014.1.SCE.0.015	Čep	A4
2014.1.SCE.0.016	Pružina	A4
2014.1.SCE.0.017	Pastorek	A3
2014.1.SCE.0.018	Páka	A4
SESTAVY		
2014.1.SCE.1.001	Akční člen	A2
2014.1.SCE.1.002	Páka	A3
KUSOVNÍKY		
2014.1.SCE.3.001	Kusovník k sestavě páky	A4
2014.1.SCE.3.002	Kusovník k sestavě akčního členu	A4